



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

KONSTRUKCE VŘETEN VÍCEVŘETENOVÉHO SOUSTRUŽNICKÉHO AUTOMATU

DESIGN OF SPINDLES FOR MULTI-SPINDLE AUTOMATIC LATHE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Kráčmar

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Vetiška, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Tomáš Kráčmar**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: **Ing. Jan Vetiška, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukce vřeten vícevřetenového soustružnického automatu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční práce s využitím výpočetní techniky. Konstrukce se bude zabývat návrhem vřeten vícevřetenového soustružnického automatu.

Cíle diplomové práce:

Rešerše vícevřetenových soustružnických automatů
Návrh vřetene v CAD
Výpočty jednotlivých komponent
Simulační model vřetene
Výkresová dokumentace vybraných částí



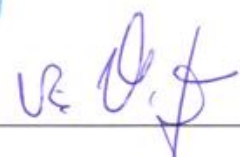
Seznam literatury:


MAREK, J. (2013) "Konstrukce CNC obráběcích strojů 2. Konstrukce CNC obráběcích strojů 2[online]. (1) [cit. 2014-12-29].

NEUBEBAUER, R. (2012) Werkzeugmaschinen - Aufbau, Funktionen und Anwendung von spanender und abtragenden Werkzeugmaschinen, ISBN 978-3-642-30078-3

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 30. 11. 2015

		
_____ doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D. ředitel ústavu		_____ doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 1
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT

Obsahem diplomové práce je konstrukce vřeten vícevřetenového soustružnického automatu pro práci z tyče maximálního průměru 7 mm. Práce se zabývá novou koncepcí pohonu vřeten, kde jsou vřetena poháněna externími asynchronními motory přes ozubená kola s vnitřním ozubením uložená vně vřetenového bubnu namísto současného způsobu pohonu centrálními koaxiálními hřídeli. Součástí práce je rešerše vícevřetenových soustružnických automatů včetně popisu hlavních uzlů, konstrukční návrh, pevnostní výpočty, výpočty trvanlivosti ložisek a simulační model pro simulaci rozběhu a zatížení pohonů a vřeten od řezného procesu.

KLÍČOVÁ SLOVA


Vícevřetenový soustružnický automat, ozubené dvojkolo, vřetenový buben, vřeteno, pevnostní výpočet, trvanlivost ložisek, návrh pohonu, Adams, Tajmac-ZPS

ABSTRACT

This master's thesis contains a design of multi-spindle automatic lathe spindles for the work of the rods maximum diameter of 7 mm. The work deals with a new concept of the drive spindle, where the spindles are driven by external asynchronous motor through the gears with internal teeth attached to the outside of the spindle drum instead of the current method of driven by central coaxial shaft. The thesis research of multi-spindle lathes including a description of the main nodes, design, strength calculations, bearing durability and a simulation model for simulation acceleration and load drives and spindles from the cutting process.

KEY WORDS

Multispindle automatic lathe, toothed double gear, spindle drum, spindle, strength calculation, bearing durability, drive design, Adams, Tajmac-ZPS

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 2
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE


KRÁČMAR, T. *Konstrukce vřeten vícevřetenového soustružnického automatu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 72 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Vetiška, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Vetišky, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 24. května 2016

.....
Bc. Tomáš Kráčmar

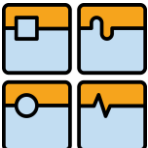
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

PODĚKOVÁNÍ

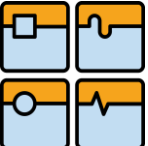
Děkuji tímto Ing. Janu Vetíškovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování mé diplomové práce. Poděkování patří také Ing. Petru Březinovi ze společnosti TAJMAC-ZPS, za užitečné rady a bezmeznou trpělivost. Dále bych chtěl poděkovat přítelkyni za trpělivost a podporu a rodičům za technické a finanční zázemí.

OBSAH

1	Úvod.....	6
2	Vícevřetenové soustružnické automaty	7
2.1	Popis vybraných konstrukčních uzlů.....	7
2.1.1	Rám stroje	7
2.1.2	Vřetenový buben	8
2.1.3	Podélný a příčný suport.....	8
2.1.4	Vřeteno pick-up.....	8
2.2	Technologie obrábění na automatech	9
2.3	Výrobci vícevřetenových automatů.....	9
2.3.1	Tajmac-ZPS	9
2.3.2	Schütte.....	12
2.3.3	Tornos	14
2.3.4	Index.....	16
2.4	Shrnutí řešerše	17
3	Výpočtová část.....	18
3.1	Kinematické schéma pohonu.....	18
3.2	Návrh rozměrů a počtu zubů	18
3.3	Návrh řezných podmínek	21
3.4	Výpočet účinnosti soustavy.....	21
3.5	Volba motoru.....	22
3.5.1	Analytický výpočet doby rozběhu vřetena.....	23
3.5.2	Vytvoření zjednodušeného MBS modelu soustavy	24
3.5.3	Numerický výpočet doby rozběhu vřetena	24
3.5.4	Simulace válcového soustružení	26
3.5.5	Simulace čelního soustružení.....	27
3.6	Výpočet ozubených kol	28
3.6.1	Orientační výpočet ozubení C	28
3.7	Pevnostní výpočet vřetena.....	29
3.7.1	Stanovení rozměrů, výpočet průřezových charakteristik	31
3.7.2	Rovnice statické rovnováhy a vyjádření reakcí	32
3.7.3	Rovnice VVÚ	32
3.7.4	Castiglianova věta	33
3.7.5	Výpočet reakcí	34
3.7.6	Zobrazení VVÚ	35

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.7.7	Kontrola vřetene vůči MSP.....	36
3.8	Výpočet radiální odchylky vřetena v místě čela	36
3.8.1	Výpočet radiální tuhosti ložisek	37
3.8.2	Radiální deformace ložisek.....	37
3.8.3	Radiální odchylka čela vřetena – vlivem deformace ložisek.....	38
3.8.4	Radiální odchylka čela vřetena – vlivem deformace vřetena	38
3.8.5	Výpočet celkové radiální odchylky čela vřetena	39
3.9	Výpočet trvanlivosti ložisek.....	40
3.9.1	Výpočet ekvivalentního zatížení.....	40
3.9.2	Výpočet reakcí při ekvivalentním zatížení	41
3.9.3	Výpočet radiálního a axiálního zatížení ložisek	41
3.9.4	Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek.....	41
3.9.5	Výpočet ekvivalentních otáček	42
3.9.6	Výpočet trvanlivosti ložisek	42
3.10	Simulace dynamického chování vřetena	43
3.10.1	Silové buzení.....	44
3.10.2	Buzení nevývahou.....	47
4	Konstrukční část	50
4.1	Vřetenový buben	51
4.1.1	Ozubené dvojkolo	53
4.2	Vřeteno.....	54
4.2.1	Upínání a podávání materiálu	54
4.2.2	Ložiska.....	55
4.2.3	Těsnění a mazání ložisek	56
4.3	Upínací mechanismus vřetena.....	58
4.4	Výpočet upínacího mechanismu	60
4.4.1	Výpočet vtahovací síly kleštiny	60
4.4.2	Návrh talířových pružin	61
4.4.3	Návrh geometrie upínacího mechanismu	62
4.4.4	Výpočet Hertzova tlaku	64
5	Závěr	65
6	Seznam použité literatury	67
7	Seznam obrázků	69
8	Seznam tabulek	71
9	Seznam příloh	72

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1 ÚVOD

Cílem této práce je konstrukce vřeten pětivřetenového soustružnického automatu pro práci z tyče maximálního průměru 7 mm. Zadání práce vzniklo ve firmě Tajmac ZPS, dlouholetém výrobcu nejen zmiňovaných strojů. Důležitým požadavkem je pohon vřeten externími asynchronními motory přes ozubená kola s vnitřním ozubením uložená vně vřetenového bubnu. Jedná se o nový, dosud nerealizovaný, koncept pohonu pracovních vřeten. Současný koncept pohonu centrálními koaxiálními hřídeli je pro menší rozměry strojů nevhodný. Konstrukce vřeten musí být tomuto požadavku přizpůsobena. Práce je rozdělena do 3 hlavních částí. V první části je proveden stručný popis vícevřetenových automatů včetně rešerše těchto strojů od nejvýznamnějších světových výrobců.

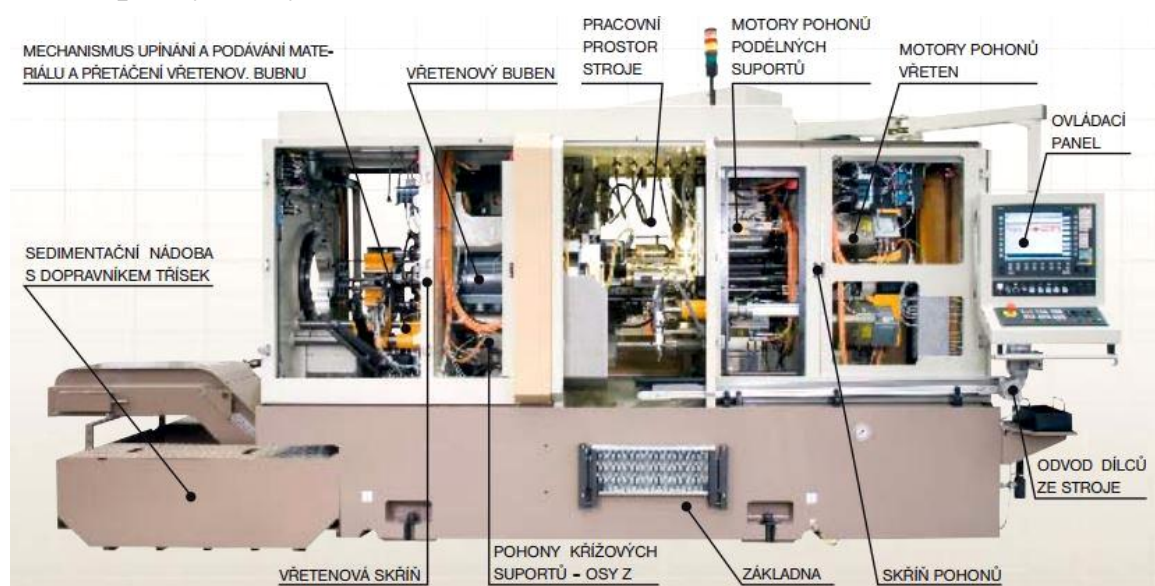
V druhé části jsou popsány významné výpočty a simulace, které byly za účelem konstrukce vřeten provedeny. Jedná se o pevnostní výpočet vřetena, výpočet trvanlivosti ložisek a kontroly ozubení. Dále je zde proveden výpočet celkové radiální odchylky v místě čela vlivem deformace vřetena a předních ložisek. V kapitole je obsaženo dimenzování pohonu, které bylo provedeno analytickými výpočty a simulacemi na modelu pohonu jako soustavě tuhých těles v programu Adams. Součástí kapitoly je vibrační analýza vřetena, zobrazující dynamické chování vřetena při silovém buzení a buzení nevývahou. Pomocné výpočty týkající se návrhu per, výpočtu závitů apod. jsou uvedeny ve výpočtové zprávě, která je součástí příloh diplomové práce.

Poslední kapitola popisuje samotnou konstrukci vřeten, kde je popsáno uložení vřetena, upínání tyčového materiálu, těsnění a mazání ložisek. Vzhledem k tomu, že konstrukce vřeten vychází zejména z konstrukce bubnu, ve kterém jsou uloženy, byl přibližně navržen i buben s ozubenými dvojkoly. Konstrukci a výpočtům upínacího mechanismu je věnována samostatná podkapitola.

2 VÍCEVŘETENOVÉ SOUSTRUŽNICKÉ AUTOMATY

Osy vřeten vícevřetenových soustružnických automatů jsou v horizontální poloze. Jsou určeny zejména pro práci z tyčového materiálu, umožňují ale obrábět i přírubové součásti nebo přesné odlitky. Nejčastěji má automat šest, osm nebo dvanáct vřeten uložených ve vřetenovém bubnu rovnoměrně rozložených na roztečné kružnici. Na jedno otočení vřetenového bubnu projde obrobek všemi pracovními polohami. Obrábí se na všech pracovních vřetenech současně, přičemž nejdelší operace obrábění určuje čas cyklu, tzv. takt. Tyto stroje jsou nasazovány v hromadné a sériové výrobě. [1]

2.1 Popis vybraných konstrukčních uzlů



Obr. 1 Popis stroje TMZ642CNC [TAJMAC-ZPS]

2.1.1 Rám stroje

Rám se skládá z několika hlavních částí, které jsou uloženy na loži stroje. Jedná se o vřetenovou skříň, skříň pohonů a zadní konzoli.



Obr. 2 Lože s vřetenovou skříní (vlevo), skříň pohonů (vpravo) [TAJMAC-ZPS]

2.1.2 Vřetenový buben

Vřetenový buben je stěžejní konstrukční celek vícevřetenových automatů. Je potřeba minimalizovat vliv tepla na tento prvek, proto se výrobci snaží o teplotně symetrickou konstrukci bubnu. Na bubnu je ozubený věnec pro jeho přetáčení a na čele bývá umístěn vnitřní ozubený věnec s Hirthovým ozubením. Vnější ozubený věnec je v tělese vřetenové skříně, zpevňovací věnec je osově posuvný, zabírá s oběma věnci a jeho přitlačením dojde k nastavení do přesné polohy a zpevnění bubnu. Obrázky vřetenových bubnů jsou v kapitole 2.3. [1]

2.1.3 Podélný a příčný suport

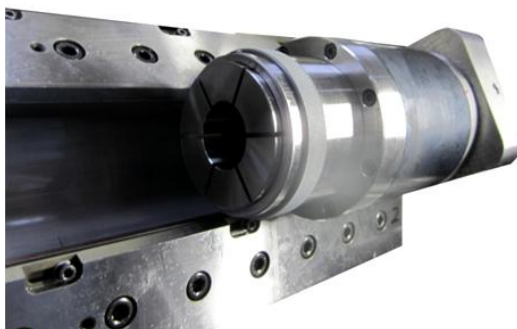
Každému vřetenu může být přiřazen podélný a příčný suport. Příčný suport může být vybaven křížovým suportem. Suporty byly dříve řízeny vačkami, dnes jsou řízeny servopohony, což výrazně zvyšuje flexibilitu stroje. Příčný suport je určen pro příčné soustružení, zapichování, čelní soustružení a upichování. Podélné suporty se využívají pro podélné soustružení válcových ploch, vrtání, vyvrtávání, vystružování nebo řezání závitů. [1]



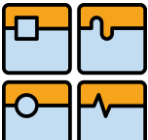
Obr. 3 Podélný a křížový suport [TAJMAC-ZPS]

2.1.4 Vřeteno pick-up

Slouží pro obrábění součásti ze strany úpichu a je umístěno na tělese podélných suportů v pracovním prostoru stroje. Motor je umístěn ve skříni pohonů. [3]



Obr. 4 Pick-up vřeteno [TAJMAC-ZPS]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2.2 Technologie obrábění na automatech

Na moderních vícevřetenových soustružnických automatech je možné provádět všechny známé soustružnické operace. Umožňuje-li stroj přesné polohování v ose C a jsou-li křížové suporty vybaveny poháněnými nástroji, je možné radiální vrtání a frézování tvarových drážek. Tím se z těchto strojů stávají vysoce produktivní soustružnická obráběcí centra. Na následujících obrázcích jsou příklady součástí vyráběných na vícevřetenových soustružnických automatech.



Obr. 5 Příklady výrobků [INDEX]



Obr. 6 Příklady výrobků [TORNOS]

2.3 Výrobci vícevřetenových automatů

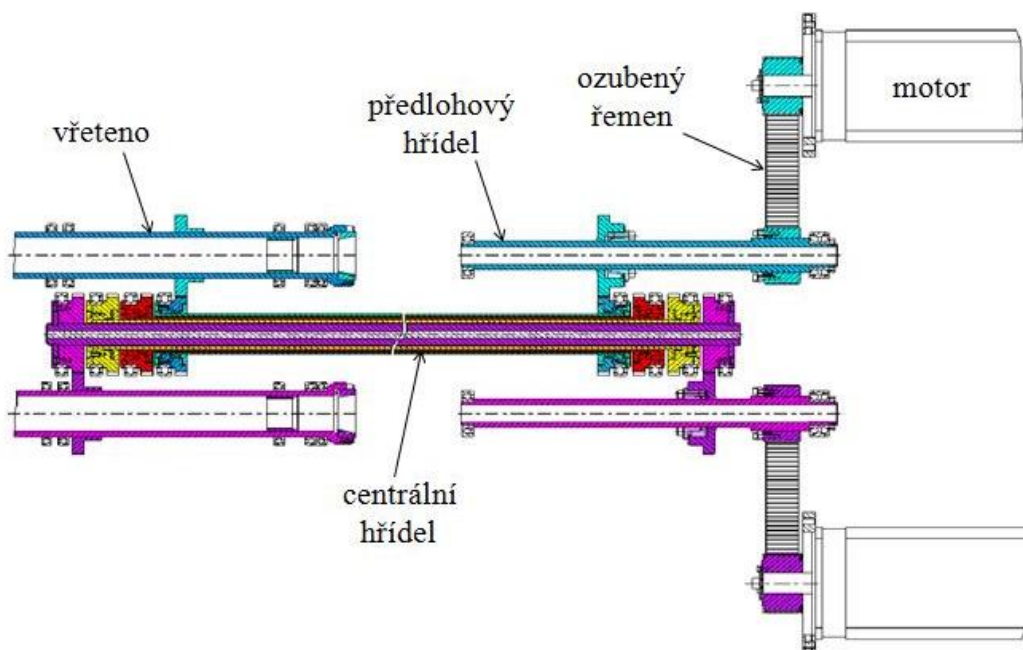
V této kapitole jsou představeni nejvýznamější výrobci vícevřetenových soustružnických automatů.

2.3.1 Tajmac-ZPS

Společnost Tajmac-ZPS, jejíž kořeny sahají až do roku 1903, je plně integrovaná vyspělá mezinárodní společnost s dlouholetou tradicí a vysokou úrovní know-how. Výrobní program firmy zahrnuje vertikální a horizontální obráběcí centra, portálová obráběcí centra, multifunkční víceosá obráběcí centra, dlouhotočné CNC automaty a vícevřetenové soustružnické automaty. Produkci vícevřetenových automatů lze rozdělit na vačkami řízené a CNC řízené vícevřetenové automaty. [3]

Vačkově řízené automaty jsou šesti a osmi vřetenové stroje, jsou známy svou přesností a stabilitou. Vačková technika je oproti CNC řízení stále ještě rychlejší. Vybavením CNC os jako opce do jednotlivých pracovních poloh vzniká stroj, propojující rychlost vaček a flexibilitu CNC. [5]

Zástupcem CNC řízených strojů je např. MORI-SAY TMZ642CNC. Pracovní prostor stroje nabízí dostatečnou přístupnost pro seřizování a zajišťuje dobrý odvod třísek. Šest nezávislých AC náhonů hlavních vřeten o výkonu 7 kW na každém vřetenu umožňují obrábění i těžko obrobitelných materiálů. [6]

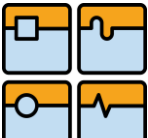


Obr. 7 Princip pohonu pracovních vřeten [Tajmac-ZPS]

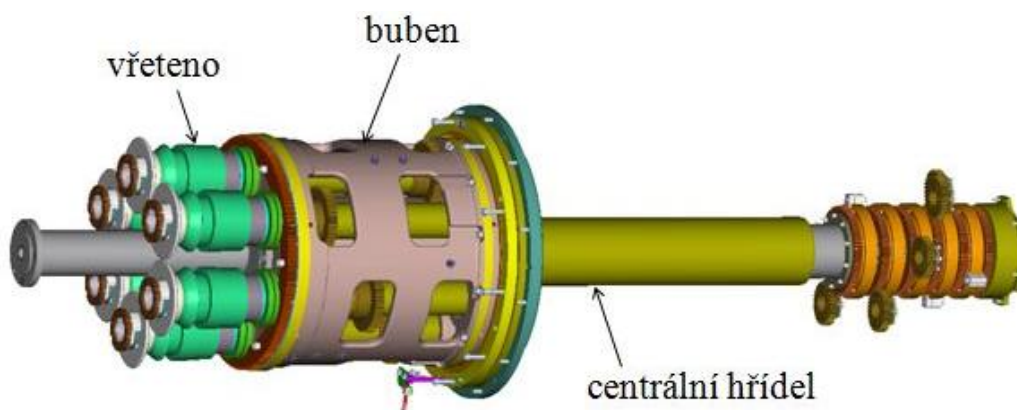
Na Obr. 7 je zobrazen princip pohonu pracovních vřeten. Výkon se přenáší z externího asynchronního motoru prostřednictvím ozubeného řemene na předlokový hřídel, který přes ozubená kola roztáčí centrální hřídel, vyrobený z uhlíkových vláken spojených pryskyřicí. Na druhé straně pracovního prostoru stroje je přenášen točivý moment z centrální hřídele na vřeteno. Každé vřeteno má tedy svůj vlastní pohon, předlokový hřídel a centrální hřídel. Uvedená koncepce pohonu vřeten umožňuje přetáčení vřetenového bubnu kolem osy centrálních hřídelů, přičemž motory jsou nehybné a uloženy dále od pracovního prostoru a samotných vřeten, což pozitivně ovlivňuje teplotní stabilitu stroje.



Obr. 8 TMZ642CNC [TAJMAC-ZPS]

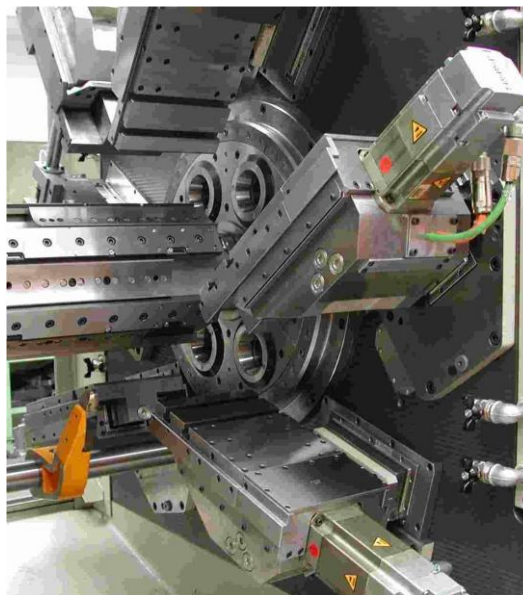
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Stroj je vybaven zpevňováním vřetenového bubnu pomocí 3 věnců s čelním ozubením. Dva řídicí systémy Sinumerik 840D mají na starost 6 motorů vřeten, 6 podélných suportů, 5 křížových suportů, 1 upínací suport a osu pro přetáčení bubnu a podávání tyčí. Automat je možné vybavit až 20 přídatnými osami pro řízení zvláštního příslušenství. Pomocné funkce jsou na stroji ovládány pneumaticky. Jako volitelné vybavení je vřeten pick-up s CNC řízenými otáčkami a pneumaticky ovládanou kleštinou, suport pro obrábění ze strany úpichu, manipulátor pro odebrání kusů z pracovního prostoru a další. [6]



Obr. 9 Vřetenový buben [Tajmac-ZPS]

Na následujícím obrázku jsou křížové a podélné suporty v pracovním prostoru stroje.



Obr. 10 Pracovní prostor stroje [Tajmac-ZPS]

2.3.2 Schütte

Společnost Schütte, založená roku 1880, se sídlem v Kolíně nad Rýnem, je přední celosvětově působící výrobce obráběcích strojů zaměřený na vícevřetenové automaty a 5 osé CNC brusky. Firma se vyznačuje dlouholetou tradicí a významnými inovacemi. [7]

Produkce vícevřetenových automatů je rozdělena do několika řad. Stroje řady G jsou vysoce efektivní a rychlé, vačkami poháněné, stroje pro práci z tyče maximálního průměru 20 mm. Kombinují rychlost a spolehlivost vačkových pohonů s flexibilitou a přesností CNC technologií. [7]

Vřetenový buben zobrazený na Obr. 11 je v pracovních pozicích aretován čelním ozubeným věncem s Hirthovým ozubením s velkou opakovatelnou přesností. [8]



Obr. 11 Vřetenový buben strojů řady G [8]

Vícevřetenové automaty řady F jsou klasické 6 vřetenové vačkové automaty pracující s maximálním průměrem tyče 26 mm. Mají vysokou tuhost vřetena i díky optimalizované vzdálenosti mezi ložisky. Zajištění bubnu je realizováno opět Hirthovým ozubením. [9]



Obr. 12 Vřetenový buben strojů řady F [9]

Stroje řady PC jsou flexibilní a výkonné CNC automaty. Jsou navrženy tak, aby jejich vlastnosti byly podobné vlastnostem strojů řady F. Obsahují 6 nebo 8 vřeten a pokrývají práci z tyče o maximálním průměru 51 mm. Programovací rozhraní SICS, které firma vyvinula, značně usnadňuje ovládání stroje. [10]

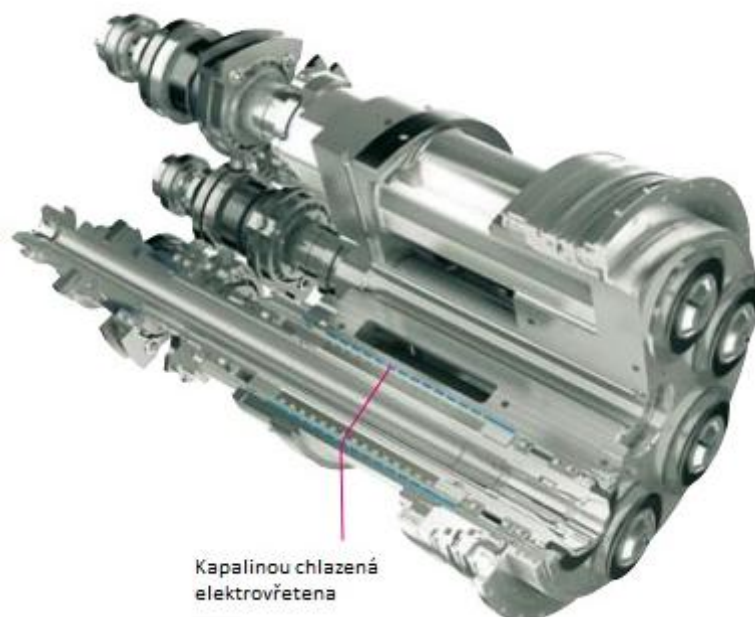
Nejnovější řadou vícevřetenových soustružnických automatů je řada SCX, představená v roce 2006. Jedná se o vysoce produktivní koncept stroje s kontinuálním indexováním vřetenového bubnu a kapalinou chlazenými elektrovřeteny. V pracovním prostoru stroje se nenachází žádné hadice pro mazání, chlazení ani jiná kabeláž. Otevřený pracovní prostor umožňuje snadnou změnu konfigurace výroby. [11]



Obr. 13 Pracovní prostor vícevřetenových automatů řady SCX [11]

Na Obr. 13 jsou zobrazeny segmenty pracovního prostoru strojů SCX. Obrázek vlevo ukazuje možné pohyby křížového suportu. Uprostřed je zobrazeno vybavení pro plnohodnotné obrábění z druhé strany obrobku. Vpravo se nachází obrázek možného použití stroje. V pravé části obrázku je nastavitelná jednotka pro úhlové vrtání a sférické obrábění, v pravé části je jednotka pro dokončovací operace s tuhou konstrukcí a vysokootáčkovým vřetenem. [11]

Stroje řady SCX umožňují obrábění ze strany úpichu pomocí tří přídatných vřeten a pro komplexní obrábění lze křížové suporty dovybavit C a Y osami ve všech pracovních pozicích. Kapalinou chlazená elektrovřetena umožňují dosažení vysoké dynamiky pohybu. Patentovaný koncept pohonů bez pohybu kabelů s minimálním počtem kroužkových kontaktů umožňuje nepřetržité otáčení vřetenového bubnu. Konstrukce vřetenového bubnu je tepelně symetrická, buben je v pracovních pozicích aretován čelním ozubeným věncem s Hirthovým ozubením. [11]



Obr. 14 Vřetenový buben strojů řady SCX [11]

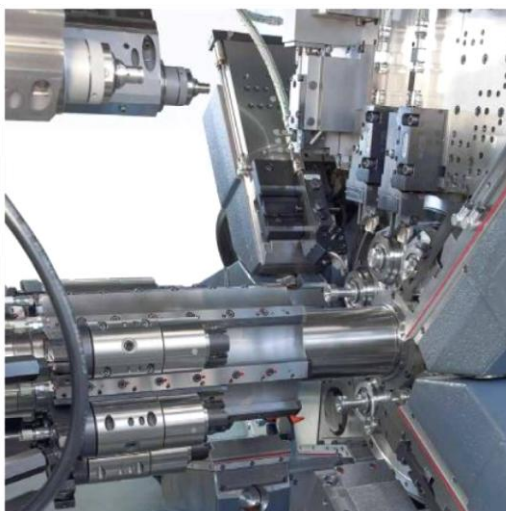
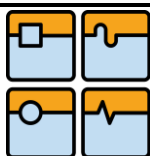
Řada strojů SCX společnosti Schütte představuje skutečně prvotřídní vícevřetenové automaty. Největší výhodou vidím v integraci elektrovřeten do vřetenového bubnu, a to i přesto, že jsou elektrovřetena zdrojem značného oteplování, což však firma řeší chlazením kapalinou. Elektrovřetena dosahují vysokých otáček a dynamického pohybu, tím zvyšují produktivitu obrábění.

2.3.3 Tornos

Firma Tornos je švýcarský výrobce soustružnických automatů s posuvným vřeteníkem, vačkami nebo numericky řízených vícevřetenových automatů a obráběcích center pro komplexní a vysoce přesné obrábění. Tornos jako první uvedl na trh CNC vícevřetenový automat. [12]

Vačkami řízený automat SAS 16.6 je odvozen z osvědčených starších strojů AS 14, SAS 16 a SAS 16 DC. SAS 16.6 je vysoce produktivní a nejpřesnější vačkama ovládaný vícevřetenový stroj na trhu. Je využíván při obrábění součástí do průměru 16 mm. [13]

Vícevřetenové soustružnické automaty MultiAlpha a MultiSigma mají 8 nezávisle poháněných vřeten, které mohou pracovat také v režimu obrábění dvou obrobků najednou. Stroje umožňují paletizaci obrobků. Jedná se o řady strojů vhodné k obrábění přesných tvarově složitých dílů maximálního průměru 28 mm. [12]

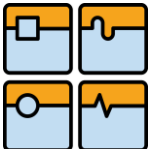


Obr. 15 Uspořádání pracovního prostoru automatu MultiAlpha [14]

MultiSwiss je nejnovější řada strojů vybavená 6 posuvnými vřeteníky s hydrostatickým vedením. Indexování vřetenového bubnu je realizováno pomocí torzního motoru umožňující pootočení za 0,3 sekundy. Synchronní elektrovřetena umožňují zrychlení z klidu na 8000 ot/min za méně než 1 sekundu. Každé vřeteno má C osu a Z osu, která je dána pohybem vřeteníku v hydrostatickém vedení, které tlumí rázy a tím zvyšuje životnost nástrojů a kvalitu povrchu. Stroj je velmi tichý díky elektrovřetenům a torznímu pohonu bubnu. [15]



Obr. 16 Pohled do pracovního prostoru stroje MultiSwiss [15]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 16
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Do stroje lze namontovat až 18 nástrojů, k jedné pracovní pozici maximálně 3. Komplexní obrobení i ze strany úpichu umožňuje protivřetenou společně se suportem pro 2 nástroje. Vícevřetenové automaty MultiSwiss jsou charakteristické svým ergonomickým, inovativním, ze přední strany přístupným uspořádáním, které zmenšuje zástavbovou plochu stroje. [15]

2.3.4 Index

Německý výrobce Index, založený v roce 1914, začal vyrábět vícevřetenové automaty v roce 1975. O několik let později vstoupila společnost na trh s CNC technologií. [16]



Obr. 17 Vícevřetenový soustružnický automat MS16 [16]

Vícevřetenový soustružnický automat MS16C kombinuje flexibilitu CNC řízení s produktivním ovládáním pomocí vaček. Stroj má kompaktní vřetenový buben aretovaný trojicí věnců s Hirthovým ozubením. Jádrem se skládá z 6 tekutinou chlazených elektrovřeten s variabilním rozsahem rychlostí, vysokým točivým momentem, tepelnou stabilitou a malým kompaktním designem. Vřetena mohou být polohována v ose C. Nástrojové suporty umožňují použití několika stacionárních nebo poháněných nástrojů v každé pracovní poloze. Stroj je vybaven řídicím systémem Siemens 840D. [17]



Obr. 18 Vřetenový buben stroje MS16C [17]

2.4 Shrnutí řešerše

Následující tabulka shrnuje parametry vícevřetenových soustružnických automatů, které se týkají obsahu této práce. Poslední řádek zobrazuje parametry navrhovaných vřeten.

Tab. 1 Vybrané parametry vícevřetenových automatů

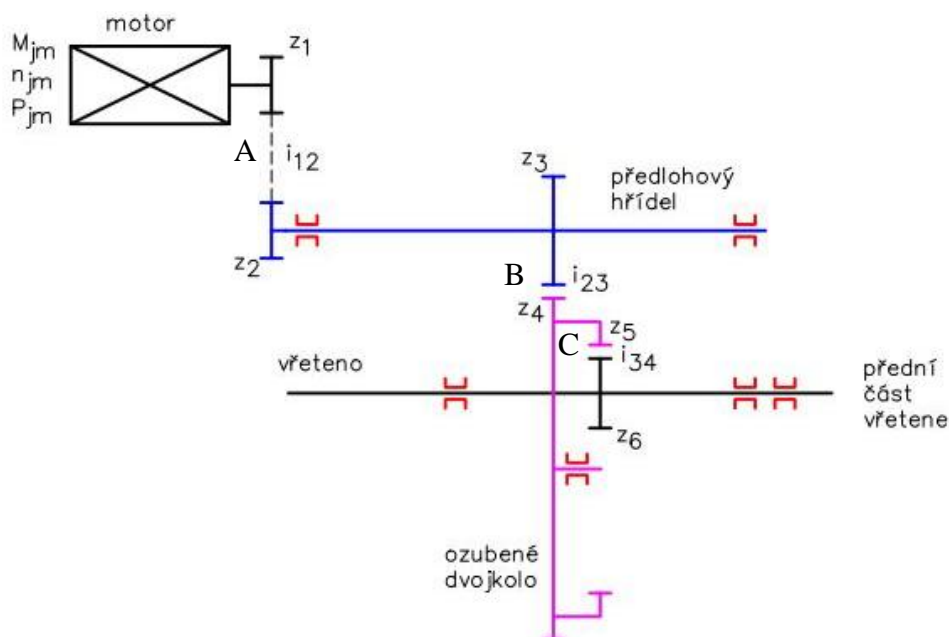
označení	výrobce	max. průměr materiálu [mm]	počet vřeten [-]	roztečný průměr vřeten [mm]	maximální otáčky [min ⁻¹]	maximální výkon [kW]
TMZ642CNC	Tajmac ZPS	48	6	340	5000	10,5
TMZ625CNC	Tajmac ZPS	32	6	300	6000	7
SCX-32	Schutte	32	6	/	7000	/
A 36 PC	Schutte	36	6	358	4000	28
Multialpha	Tornos	28	8	/	8000	11,6
MultiSwiss	Tornos	14	6	/	8000	5,6
MS16	Index	22	6	/	10000	15
TMZ507CNC	Tajmac ZPS	7	5	126	12000	3,7

Z Tab. 1 vyplývá, že se na trhu aktuálně nevyskytuje vícevřetenový soustružnický automat pro tak malý průměr tyče. Neobvyklý je také počet nově navrhovaných vřeten. Dále nebyl nalezen vícevřetenový automat dosahující maximálních otáček 12000 za minutu.

3 VÝPOČTOVÁ ČÁST

3.1 Kinematické schéma pohonu

Motor pohání přes ozubený řemen s šípovým ozubením předlohový hřídel, který přes ozubení s přímými zuby roztáčí ozubené dvojkolo. Dvojkolo přenáší pomocí vnitřního ozubení s přímými zuby točivý moment na vřeteno. Schéma je zobrazeno na Obr. 19.

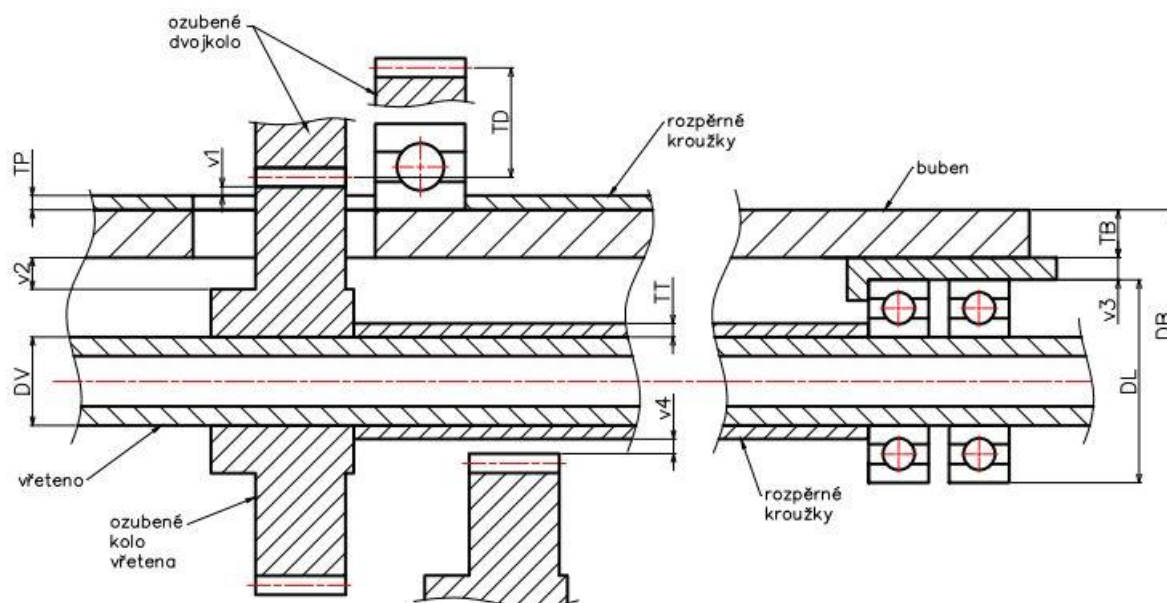


Obr. 19 Kinematické schéma pohonu vřetena

3.2 Návrh rozměrů a počtu zubů

Vzhledem ke značné složitosti konstrukce vřetene a jeho uložení ve vřetenovém bubnu byl vytvořen algoritmus, jehož pomocí byly navrženy počty zubů jednotlivých ozubených kol. Hlavním důvodem pro vytvoření alorytmu byl požadavek Tajmacu, aby celkový převodový poměr pohonu vřetene byl roven 1. Rozměrové schéma je na Obr. 20. Algoritmus ošetřuje:

- zda se převodový poměr rovná 1 v požadované toleranci,
- zda je součet roztečného průměru vřeten a roztečné kružnice vřetenového ozubeného kola roven roztečné kružnici vnitřního ozubení dvojkola,
- zda je průměr hlavové kružnice vnitřního ozubení dvojkola větší než vnější průměr rozpěrných kroužků bubnu, zvětšený o požadovanou vůli v_1 ,
- zda je realizovatelné těleso dvojkola, tedy jestli je rozdíl průměrů roztečných kružnic vnitřního a vnějšího ozubení alespoň o dvakrát T_D ,
- zda vřetenové ozubené kolo nekoliduje s rozpěrnou trubkou vedlejších vřeten a je dodržena minimální vůle v_4 .



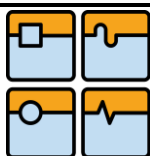
Obr. 20 Rozměrové schéma

Na následujícím obrázku se nachází algoritmus výpočtu, realizovaný v prostředí Matlab. Do algoritmu vstupují parametry jako modul jednotlivých ozubení, průměr bubnu, vřetena, ložisek, tloušťky rozpěrných trubek, zvolené vůle a jiné. Dále je potřebné zadat intervaly, v jakých jsou jednotlivé počty zubů hledány. Program testuje všechny kombinace počtů zubů v zadaných intervalech a vyhodnocuje, zda jsou splněny výše uvedené podmínky. Vyhovující kombinace je uložena do tabulky. Po spuštění programu se exportují výsledky do excelu. Tab. 2 představuje část výsledků s vyznačenou zvolenou variantou.

```
spojeni=ddeinit('excel','pocet_zubu_d35.xlsx');  
ddepoke(spojeni,'r2c1:r10000c7',0);  
ddeterm(spojeni);
```

```
mB = 3.0;           % navrh modulu pro ozubeni B  
mC = 2.0;           % navrh modulu pro ozubeni C  
DB = 200;           % vnejsi prumer bubnu  
DV = 35;            % prumer vretene v miste pera  
DL = 55;            % vnejsi prumer lozisek 71907  
TD = 35;            % minimalni tloustka telesa dvojkola  
ot_v = 12000;       % maximalni otacky vretene  
TP = 4;             % tloustka rozpernych krouzku bubnu  
TT = 2;             % tloustka rozpernych krouzku vretena  
TB = 5;             % tloustka bubnu  
v1 = 2;             % viz obr.  
v2 = 2;             % viz obr.  
v3 = 4.5;           % viz obr.  
v4 = 2;             % viz obr.
```

```
DR = DB-2*TB-DL-2*v3;           % roztečný prumer vreten  
Z6 = (DB+2*TP+2*v1+2*mC-DR)/mC; % pocet zubu vretenoveho kola  
Z5 = (DB+2*TP+2*v1+2*mC)/mC;   % pocet zubu vnitřního ozubení dvojkola
```



DIPLOMOVÁ PRÁCE

```
z1_min = 18;
z1_max = 51;
z2_min = 18;
z2_max = 75;
z3_min = 18;
z3_max = 80;
z4_min = floor(((Z5*mC)+2*TD)/mB);
z4_max = ceil(((Z5*mC)+2*TD)/mB) + 30;

i_poz = 1;           % pozadovany prevodovy pomer
tol = 0.00000001;    % pripustna tolerance od pozadovaneho pomeru
V = zeros(1,7);      % priprava vystupni matice
res = false;         % informace, zda bylo nalezeno reseni

count = 1;
for a = 1:(z1_max-z1_min)
    Z1 = (z1_max+1) - a;
    for b = 1:(z2_max-z2_min)
        Z2 = (z2_max+1) - b;
        for c = 1:(z3_max-z3_min)
            Z3 = (z3_max+1) - c;
            for d = 1:(z4_max-z4_min)
                Z4 = (z4_max+1) - d;
                i = pomer(Z1,Z2,Z3,Z4,Z5,Z6);
                odch = abs(i_poz - i);
                if (odch <= tol)&&...
                    (abs(Z5-((DR+Z6*mC)/mC))==0)&&...
                    (Z5*mC-2*mC>=DB+2*TP+2*v1)&&...
                    ((Z4*mB-Z5*mC)>=2*TD)&&...
                    (((Z6*mC+2*mC+DV+2*TT)/2+v4)<=DR*sin(36*pi/180))
                    V(count,:) = [i Z1 Z2 Z3 Z4 Z5 Z6];
                    count = count + 1;
                    res = true;
            end
        end
    end
end

if res == false
    warndlg('Nebylo nalezeno reseni!','Reseni nenalezeno')
else
    rozsah = ['r2c1:r',num2str(count),'c7'];
    spojeni=ddeinit('excel','pocet_zubu_d35.xlsx');
    ddepoke(spojeni,rozsah,V);
    ddeterm(spojeni);
end
```

Obr. 21 Algoritmus pro návrh počtu zubů

Tab. 2 Část vyhovujících počtů zubů s označenou zvolenou variantou

převodový poměr	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆
1.0000000000	25	30	45	90	108	45
1.0000000000	25	30	44	88	108	45
1.0000000000	25	28	42	90	108	45
1.0000000000	25	26	39	90	108	45
1.0000000000	25	24	36	90	108	45
1.0000000000	25	22	33	90	108	45
1.0000000000	25	20	30	90	108	45
1.0000000000	24	36	55	88	108	45
1.0000000000	24	32	50	90	108	45

Posledním kritériem výběru počtů zubů byla dostupnost ozubených řemenic s šípovým ozubením. Tento požadavek není součástí algorytmu, byl pouze brán v potaz při volbě vyhovující kombinace počtu zubů.

3.3 Návrh řezných podmínek

Jako obráběný materiál tyče byla zvolena korozivzdorná chrom-niklová ocel 17 247. Návrh řezných podmínek a výpočet řezných sil je součástí výpočtové zprávy. Tangenciální, axiální a radiální složka řezné síly je 617 N, 247 N a 154 N. Posuv na otáčku je roven 0,25 mm/ot. a hloubka řezu 1 mm. Řezná rychlost je 200 m/min. Řezné podmínky byly vybrány z katalogu VBD firmy Garant.

3.4 Výpočet účinnosti soustavy

Hodnoty účinnosti ložisek, ozubeného řemenového převodu a ozubeného převodu jsou zvoleny dle [1].

$$\begin{pmatrix} j \\ \eta \end{pmatrix} :=$$

prvek	konstrukce	počet (j)	účinnost (η)
přední ložiska vřetene	kuličkové	3	0.99
zadní ložisko vřetene	kuličkové	2	0.99
ložiska předlohového hřídele	kuličkové	2	0.99
ložiska dvojkola	kuličkové	1	0.99
řemenový převod	ozubený řemen	1	0.99
ozubené převody	ozubené kola	2	0.96

celková účinnost:
$$\eta_c = \prod_{i=1}^6 \eta_i^{j_i} = 0.842 \quad (1)$$

3.5 Volba motoru

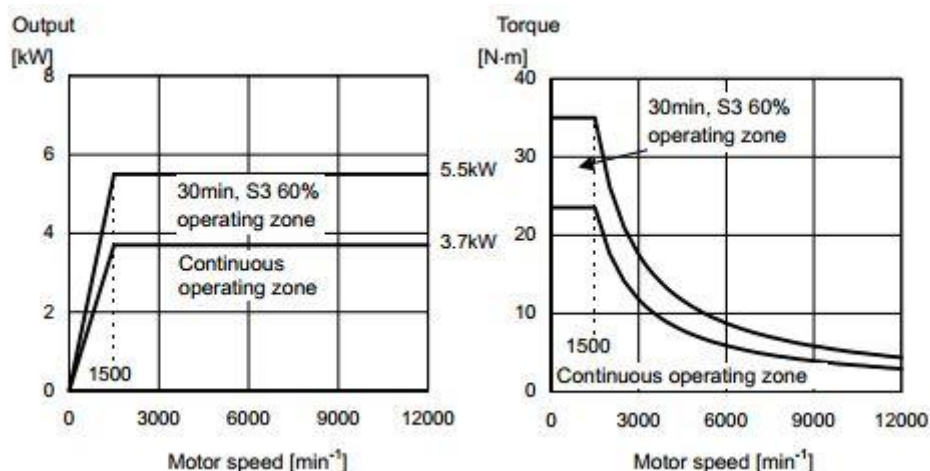
Při výběru motoru jsem vycházel z požadavků firmy TAJMAC-ZPS. Jednotlivé požadavky byly takové, aby jmenovitý příkon hlavního vřetene byl cca 2,5 kW, požadovaný krouticí moment na vřetenu 20 Nm při jmenovitých otáčkách a maximální otáčky 12000 min⁻¹. Doporučen byl řízený AC motor Fanuc α i.

Vzhledem k zadaným parametrům jsem zvolil motor od společnosti Fanuc α iI 3/12000. Parametry zvoleného motoru jsou zobrazeny v pravém sloupci na Obr. 22.

Series		α iI series 200V type			
Model		α iI 1/15000	α iI 1.5/20000	α iI 2/20000	α iI 3/12000
Item					
Output (*2)	Cont. rated kW (HP)	1.5 (2.0)	1.5 (2.0)	2.2 (3.0)	3.7 (5.0)
	30 min rated kW [15 min, 10min] (*3) (HP)	2.2 (3.0)	2.2 (3.0)	3.7 (5.0)	5.5 (7.4)
	S3 60% kW [40%, 25%] (*4)(*5) (HP)	2.2 (3.0)	2.2 (3.0)	3.7 (5.0)	5.5 (7.4)
Rated current A (*6)	Cont. rated	24	28	41	36
	30 min rated (*3) S3 60% (*4)	27	33	53	46
Speed min ⁻¹	Base speed	3000	3000	3000	1500
	Max. speed	15000	20000	20000	12000
Output torque (Cont. rated torque at const. rated torque range) N-m (kgf-cm)		4.77 (48.7)	4.77 (48.7)	7.0 (71.5)	23.5 (240)
Rotor inertia	kg-m ²	0.003	0.0043	0.0078	0.0148
	kgf-cm-s ²	0.03	0.04	0.08	0.15
Weight kgf		18	24	27	46

Obr. 22 Parametry motoru α iI 3/12000 [18]

Dalšími důležitými charakteristikami motoru jsou průběhy výkonu a momentu v závislosti na otáčkách motoru.



Obr. 23 Průběh výkonu a momentu motoru [18]

3.5.1 Analytický výpočet doby rozběhu vřetena

V této kapitole je proveden výpočet doby rozběhu soustavy vřetena na maximální otáčky. Doba rozběhu vypovídá o dynamice pohonu.

Tab. 3 Vstupní parametry

celková účinnost	$\eta_c = 0.842$
jmenovitý moment	$M_{jm} = 23.5$
moment při přetížení	$M_{S3} = 35 \text{ Nm}$
jmenovité otáčky	$n_{jm} = 1500 \text{ min}^{-1}$
maximální otáčky	$n_{max} = 12000 \text{ min}^{-1}$
moment setrvačnosti motoru	$J_m = 14800 \text{ kgmm}^2$
moment setrvačnosti předlohy	$J_p = 3768 \text{ kgmm}^2$
moment setrvačnosti dvojkola	$J_d = 70961 \text{ kgmm}^2$
moment setrvačnosti vřetene	$J_v = 3683 \text{ kgmm}^2$

převodové poměry: $i_{12} = \frac{22}{25}$ (2)

$i_{23} = \frac{90}{33}$ (3)

$i_{34} = \frac{45}{108}$ (4)

redukovaný moment: $J_{rhm} = J_m + \frac{J_p}{i_{12}^2} + \frac{J_d}{i_{12}^2 i_{23}^2} + \frac{J_v}{i_{12}^2 i_{23}^2 i_{34}^2}$ (5)

$J_{rhm} = 35668 \text{ kgmm}^2$

$pom = \frac{J_{rhm}}{J_m} = 2.41$ (6)

zrychlení motoru v oblasti $n < n_{jm}$: $t_A = \frac{2\pi J_{rhm}}{M_{jm} \eta_c} \int_0^{n_{jm}} 1 dn_m = 0.283 \text{ s}$ (7)

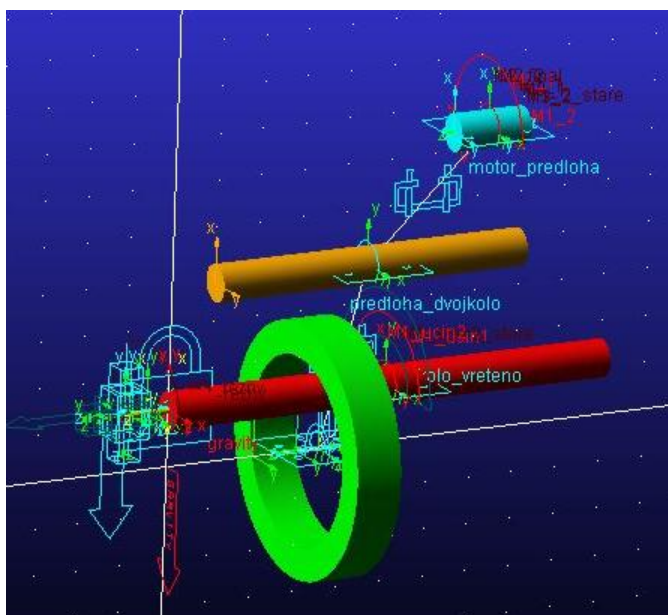
zrychlení motoru v oblasti $n_{jm} < n < n_{max}$: $t_B = \frac{2\pi J_{rhm}}{M_{jm} \eta_c} \int_{n_{jm}}^{n_{max}} n_m dn_m = 8.919 \text{ s}$ (8)

celkový čas rozběhu: $t_C = t_A + t_B = 9.203 \text{ s}$ (9)

Z rovnice (9) vyplývá, že doba rozběhu je přibližně 9,2 sekundy. Tento výsledek bude dále srovnán s výsledky simulace.

3.5.2 Vytvoření zjednodušeného MBS modelu soustavy

Dynamika pohonu včetně byla ověřována také simulací v programu Adams na MBS (Multi Body Systems, česky soustava tuhých těles) modelu. Pro tyto účely jsou reálné objekty jako motor, předloňový hřídel, ozubené dvojkolo a včetně nahrazeny tělesy válcového tvaru, kterým byly přiřazeny hmotnosti a momenty setrvačnosti získané z Inventoru. Tělesa jsou v těžišti zavazena rotační vazbou. Mezi rotačními vazbami těles jsou vytvořeny vazby (pomocí tzv. couplerů), charakterizující ozubené převody soustavy. MBS model je zobrazen na Obr. 24.



Obr. 24 Zjednodušený MBS model soustavy

Pro větší přesnost simulace rozběhu včetně je zahrnuta do výpočtu také účinnost, která je realizována jako moment působící proti pohybu včetně, tedy proti momentu od motoru. Tento ztrátový moment se mění úměrně momentu motoru a jeho velikost je

$$M_{ztrat} = (1 - \eta_c) \cdot M_{mot} \quad (10)$$

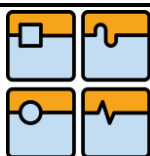
3.5.3 Numerický výpočet doby rozběhu včetně

Simulace probíhá tak, že na těleso motoru působí moment, který soustavu roztáčí. Moment motoru vychází z momentové charakteristiky, viz Obr. 23. Aby bylo dosaženo co nejpřesnějšího průběhu momentu, je jeho funkce rozdělena na dvě části. V intervalu otáček $\langle 0; n_{jm} \rangle$ je moment konstantní. Po dosažení jmenovitých otáček se velikost momentu vypočítá jako podíl výkonu aktuální úhlovou rychlostí.

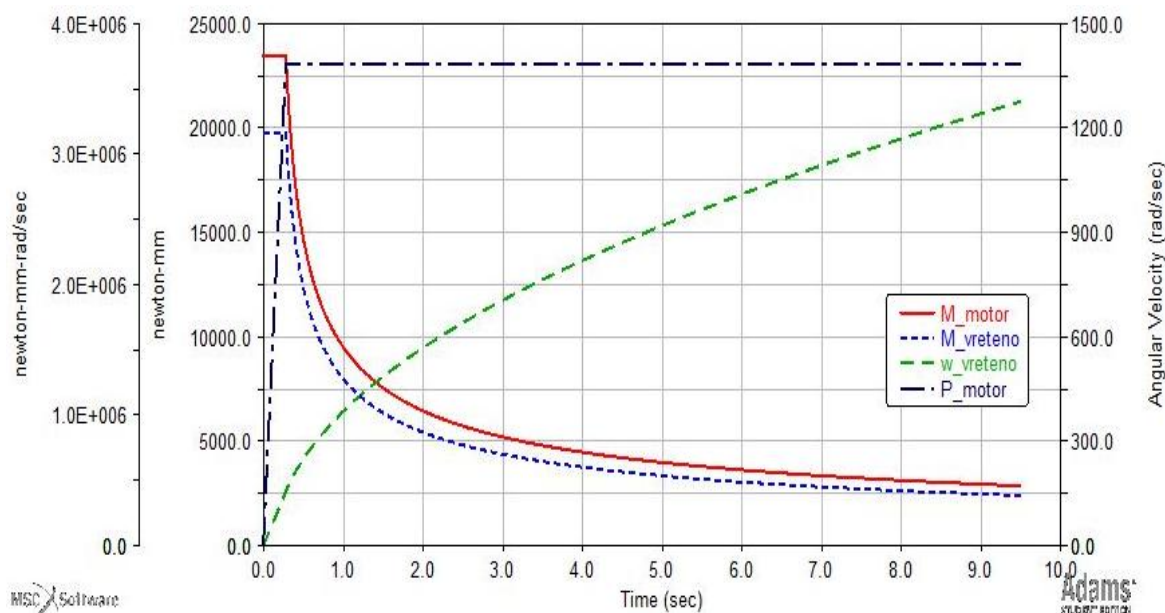
$$M_1 = \text{step}(wx(vreteno.cm), n_{jm} - \Delta, 1, n_{jm} + \Delta, 0) \cdot M_{jm} \quad (11)$$

$$M_2 = \text{step}(wx(vreteno.cm), n_{jm} - \Delta, 0, n_{jm} + \Delta, 1) \cdot \frac{P_{jm}}{wx(vreteno.cm)} \quad (12)$$

Funkce $wx()$ vrací okamžitou hodnotu úhlové rychlosti a funkce $\text{step}()$ zajišťuje skokovou změnu výstupní hodnoty. Její funkce v rovnici pro M_2 spočívá v tom, že sleduje aktuální otáčky včetně a jakmile je dosaženo otáček $n_{jm} - \Delta$ (kde $\Delta \rightarrow 0$), nastaví výstupní hodnotu z 0 na 1, přičemž hodnoty 1 bude dosaženo při otáčkách $n_{jm} + \Delta$. Celkový moment

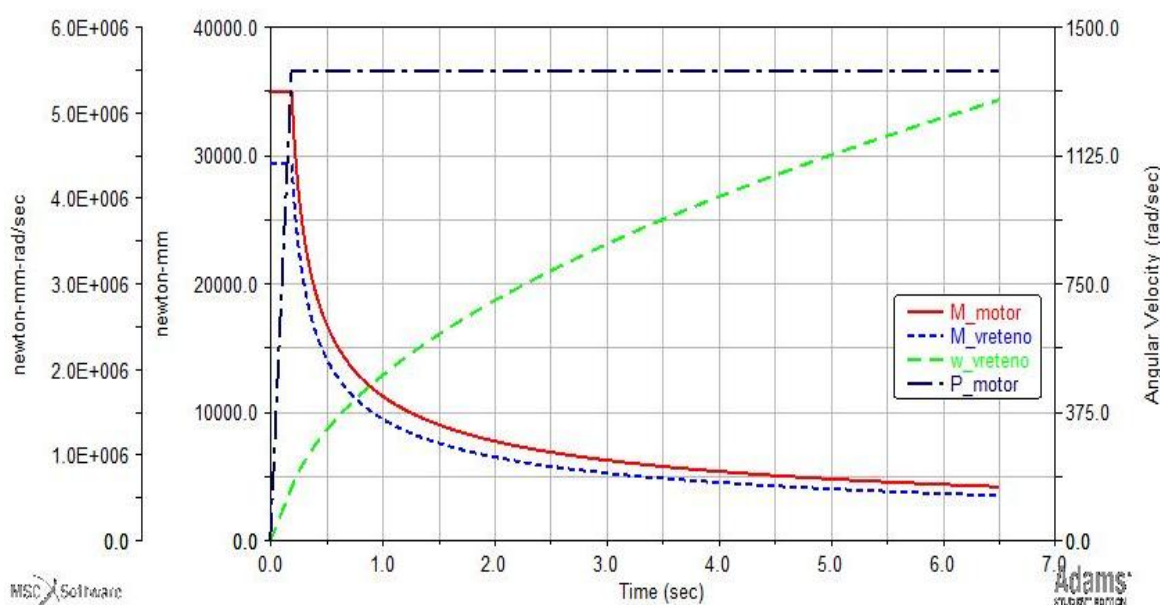


motoru je dán součtem momentů M_1 a M_2 a je zobrazen na Obr. 25 a Obr. 26. Simulace rozběhu vřetena na maximální otáčky byla nejprve provedena v normálním režimu bez přetěžování.



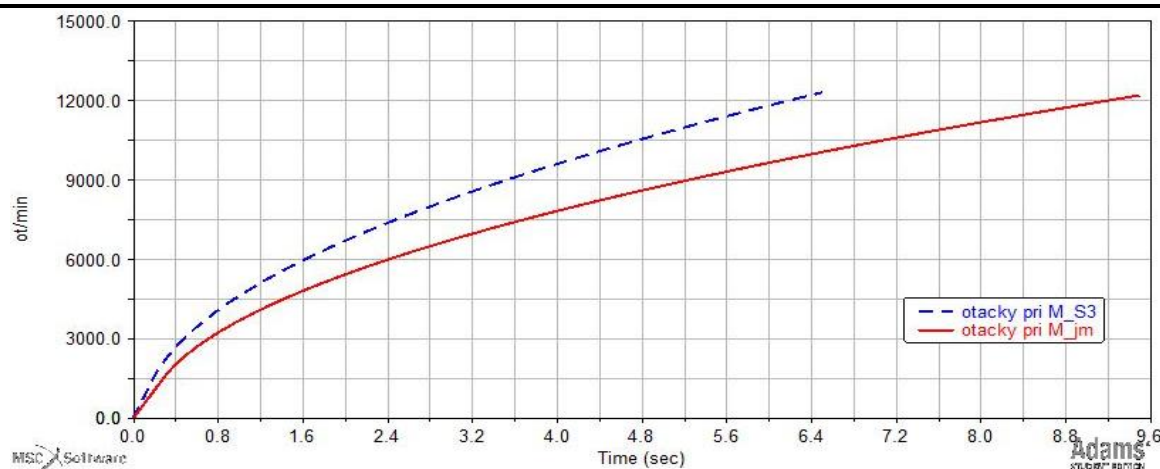
Obr. 25 Rozběh vřetena na maximální otáčky

Po ověření shody doby rozběhu vypočtenou analyticky a získanou simulací v programu Adams byly upraveny hodnoty jmenovitého výkonu a momentu pro přetěžovací mód S3. Výsledky simulace jsou zobrazeny na Obr. 26.



Obr. 26 Rozběh vřetena na maximální otáčky v režimu přetěžování S3

Porovnání rozběhů vřetene na maximální otáčky pro režim bez přetěžování motoru a v přetěžovacím módu S3 je na Obr. 27. V Tab. 4 jsou hodnoty shrnuty.



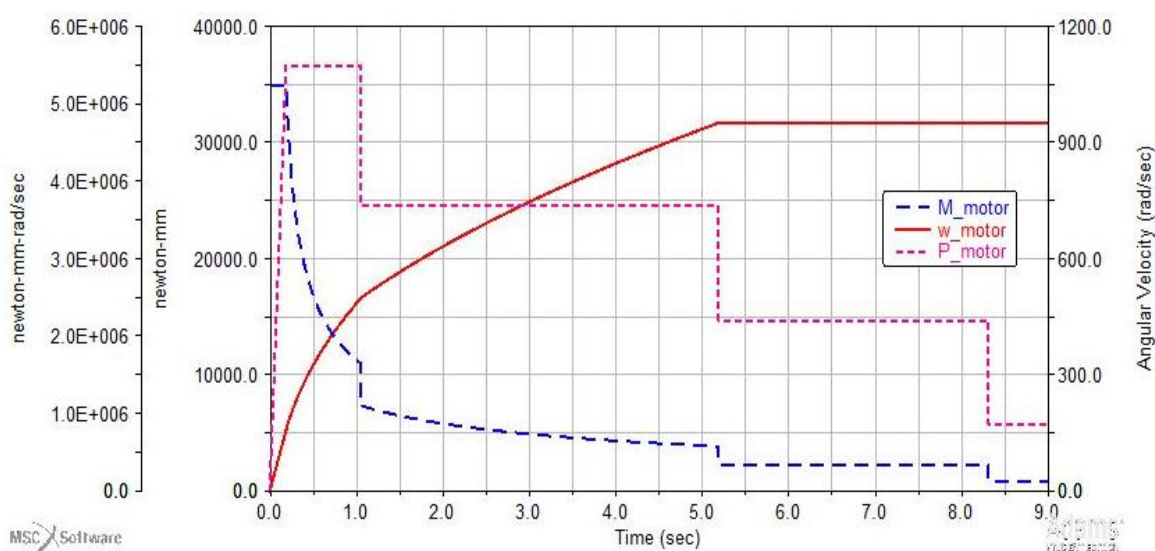
Obr. 27 Porovnání rozběhů vřetene na maximální otáčky

Tab. 4 Časy rozběhu vřetene

	čas n_{jm} [s]	čas n_{max} [s]
bez přetížení - analyticky	0.283	9.203
bez přetížení – numericky	0.283	9.183
přetížení S3	0.190	6.177

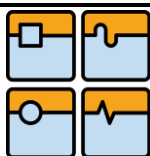
3.5.4 Simulace válcového soustružení

Tato simulace se skládá z roztočení vřetene na otáčky odpovídající řezné rychlosti a zatížení vřetene řezným momentem od válcového soustružení. Výsledkem simulace je průběh momentu a výkonu na motoru. Průběhy jsou zobrazeny na Obr. 28.

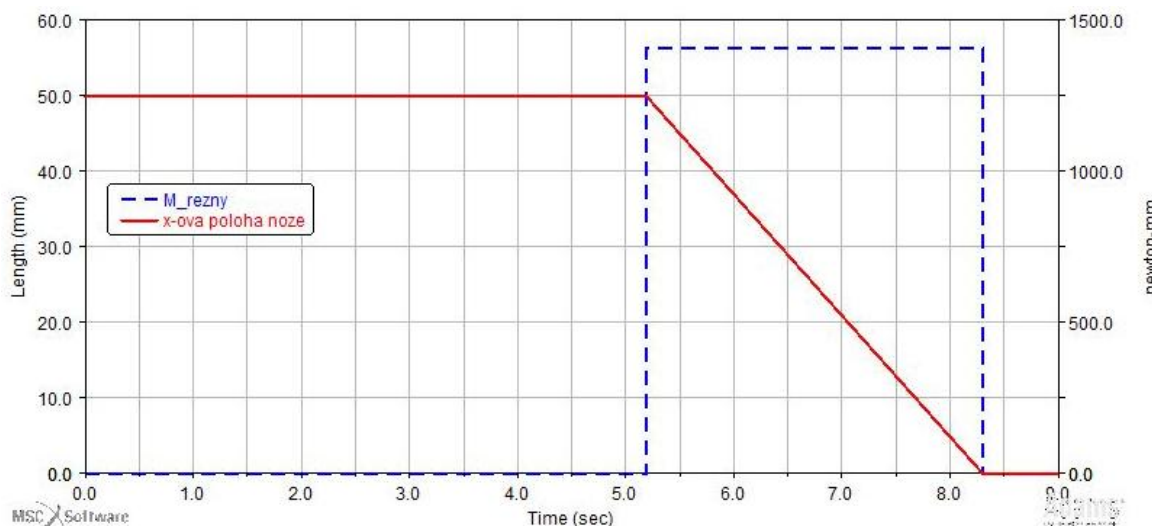


Obr. 28 Průběhy momentu, otáček a výkonu při válcovém soustružení

Z grafu na Obr. 28 je patrné, že motor nejprve pracuje v režimu přetěžování, aby bylo dosaženo větší dynamiky pohonu. Potom pracuje až do konce simulace v nepřetěžovaném režimu. Dále je z grafu zřejmé, že v okamžiku, kdy začne působit řezný moment, požadovaný výkon a moment na motoru paradoxně poklesne. To je dáno tím, že



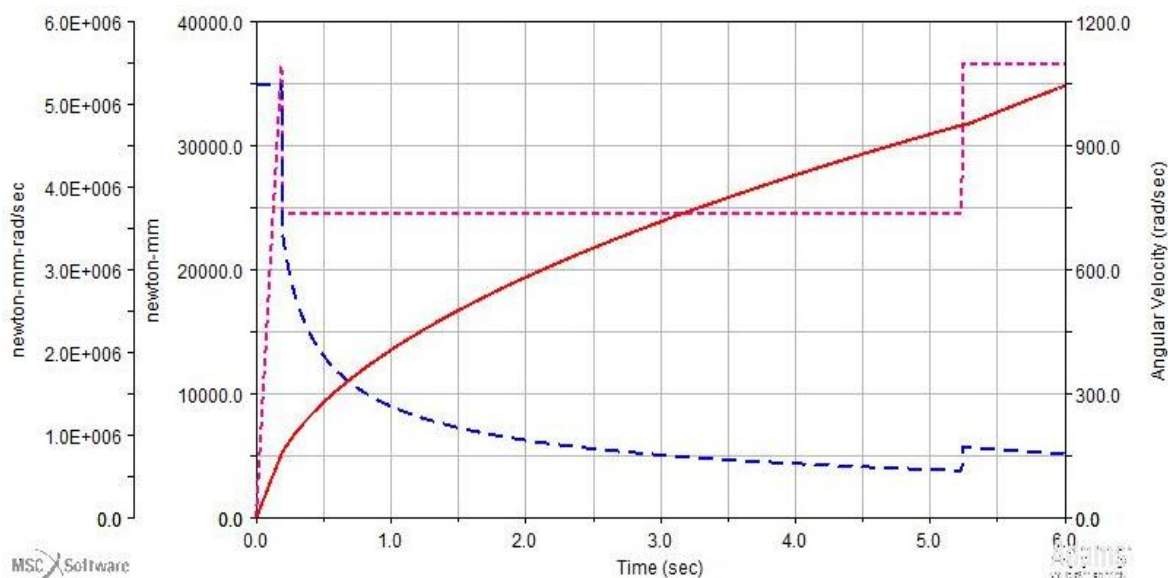
v tomto okamžiku se také přestane soustava urychlovat, neboť byly dosaženy požadované otáčky, které jsou při válcovém soustružení konstantní. Dále se při válcovém soustružení spotřebovává výkon motoru pro samotný řezný proces a překonání pasivních odporů soustavy.



Obr. 29 Poloha nože a řezný moment

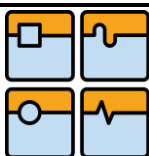
3.5.5 Simulace čelního soustružení

Simulace čelního soustružení se skládá z roztočení vřetena na otáčky odpovídající řezné rychlosti a zatížení vřetena řezným momentem charakterizující čelní soustružení.

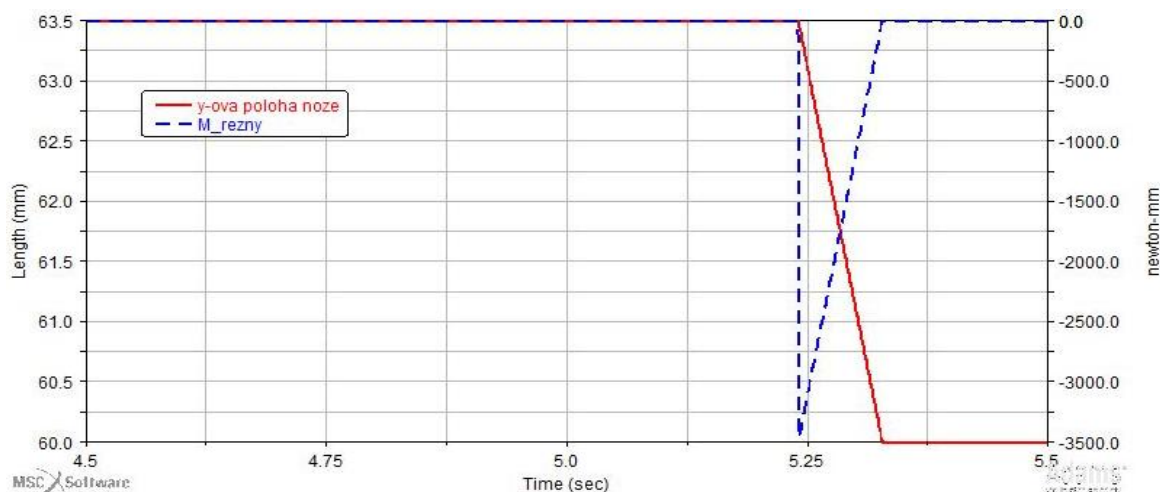


Obr. 30 Průběhy momentu, otáček a výkonu při čelním soustružení

Do jmenovitých otáček je motor přetěžován dle režimu S3. Poté je využito jeho maximálního výkonu bez přetížení až do dosažení otáček pro zahájení soustružení. V okamžiku dosažení otáček odpovídajících požadované řezné rychlosti začne na vřeteno působit řezný moment dle Obr. 31. V této fázi musí motor urychlovat soustavu, aby byla



zachována konstantní řezná rychlost, překonávat řezný moment a pasivní účinky soustavy. Proto je při zahájení čelního soustružení opět přetěžován.



Obr. 31 Poloha nože a řezný moment

3.6 Výpočet ozubených kol

Návrh počtu zubů a modulů ozubených kol v soustavě pohonu vřetena byl proveden v kapitole 3.2. Návrh ostatních rozměrů, volba materiálu a pevnostní výpočet ozubených kol byly provedeny v programu MITCalc a jsou součástí přílohy této práce. Ozubený řemen s šípovým ozubením je počítán jako běžný ozubený řemen. Následující kapitola obsahuje pouze orientační výpočet ozubených kol vřetena a dvojkola.

3.6.1 Orientační výpočet ozubení C

Tab. 5 Parametry pro výpočet ozubení

kroucí moment motoru	$M_{m_jm} = 23.5 \text{ Nm}$
šířka ozubení	$b_c = 20 \text{ mm}$
součinitel tvaru	$Y_C = 0.397$
modul pružnosti – vřetenové kolo	$E_5 = 206 \text{ GPa}$
modul pružnosti - dvojkolo	$E_6 = 206 \text{ GPa}$
Poissonova konstanta – vřetenové kolo	$\mu_5 = 0.3$
Poissonova konstanta – dvojkolo	$\mu_6 = 0.3$
mez únavy v dotyku – vřetenové kolo	$\sigma_{Hlim5} = 1160 \text{ MPa}$
mez únavy v dotyku - dvojkolo	$\sigma_{Hlim6} = 1140 \text{ MPa}$

výpočet obvodové rychlosti:

$$v_{c_jm} = 2\pi n_{c_jm} \frac{d_6}{2} = 7.069 \text{ ms}^{-1} \quad (13)$$

obvodová síla:

$$F_{tc_jm} = \frac{2\pi M_{m_jm}}{d_6} = 522.222 \text{ N} \quad (14)$$

součinitel dynamických sil: $K_v = \frac{3.05 + v_{c_jm}}{3.05} = 3.318$ (15)

napětí v ohybu dle Lewise: $\sigma_c = \frac{F_{tc_jm} K_v}{b_c m_c Y_c} = 109.1 \text{ MPa}$ (16)

součinitel bezpečnosti v ohybu: $S_F = \frac{R_{p0.2}}{\sigma_c} = 4.94$ (17)

součinitel mechanických vlastností materiálů: $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_5^2}{E_5} + \frac{1 - \mu_6^2}{E_6} \right)}} = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$ (18)

napětí v dotyku ve valivém bodě: $\sigma_{H5} = Z_E \frac{1}{\cos(\alpha)} \sqrt{\frac{2}{\tan(\alpha)}} \sqrt{\frac{K_v F_{tc_jm}}{d_5 b_c} \cdot \frac{\frac{d_6}{d_5} + 1}{\frac{d_6}{d_5}}} = 552.9 \text{ MPa}$ (19)

$\sigma_{H5} = Z_E \frac{1}{\cos(\alpha)} \sqrt{\frac{2}{\tan(\alpha)}} \sqrt{\frac{K_v F_{tc_jm}}{d_6 b_c} \cdot \frac{\frac{d_6}{d_5} + 1}{\frac{d_6}{d_5}}} = 856.6 \text{ MPa}$ (20)

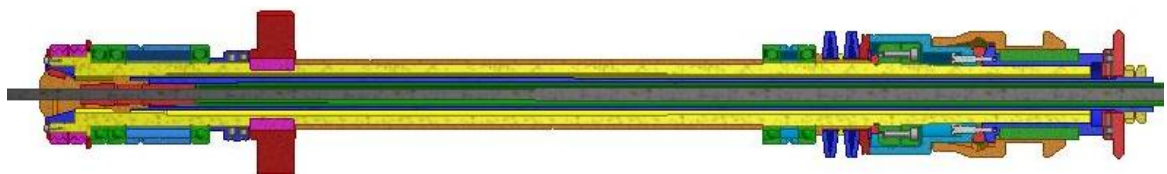
součinitel bezpečnosti v dotyku: $S_{H5} = \frac{\sigma_{Hlim5}}{\sigma_{H5}}$ (21)

$S_{H6} = \frac{\sigma_{Hlim6}}{\sigma_{H6}}$ (22)

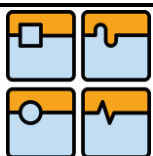
Výpočet je proveden dle [2]. Materiálové vlastnosti ozubených kol jsou získané z MITCalc. Ozubené kolo vřetena je vyrobeno z ušlechtilé konstrukční oceli 15 241 a je povrchově kalené. Vnitřní ozubené kolo dvojkola je z ušlechtilé konstrukční oceli 14 140, rovněž povrchově kalené. Více informací o výpočtu ozubení se nachází v příloze práce.

3.7 Pevnostní výpočet vřetena

Vřeteno je pro pevnostní výpočet modelováno jako prutové těleso. Je uloženo v 5 kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem (zobrazeny tmavě zeleně) viz Obr. 32.



Obr. 32 Vřeteno



Přední dvě ložiska, uložená v tandemu, jsou modelována jako jedna rotační vazba. Ostatní ložiska jsou v modelu nahrazena obecnou podpěrou. V místě uložení ozubeného kola působí síla charakterizující zatížení vřetena od ozubeného převodu. V přední části vřetena působí síly od řezného procesu. Velikosti zatěžujících sil jsou vypočítány níže.

Tab. 6 Vstupní parametry

měrný řezný odpor	$k_c = 2466 \text{ MPa}$
hloubka řezu	$f_n = 0.25 \text{ mm}$
posuv	$a_p = 1 \text{ mm}$
jmenovitý moment motoru	$M_{jm} = 23.5 \text{ Nm}$

$$\text{hlavní složka řezné síly:} \quad F_c = k_c a_p f_n = 616.5 \text{ N} \quad (23)$$

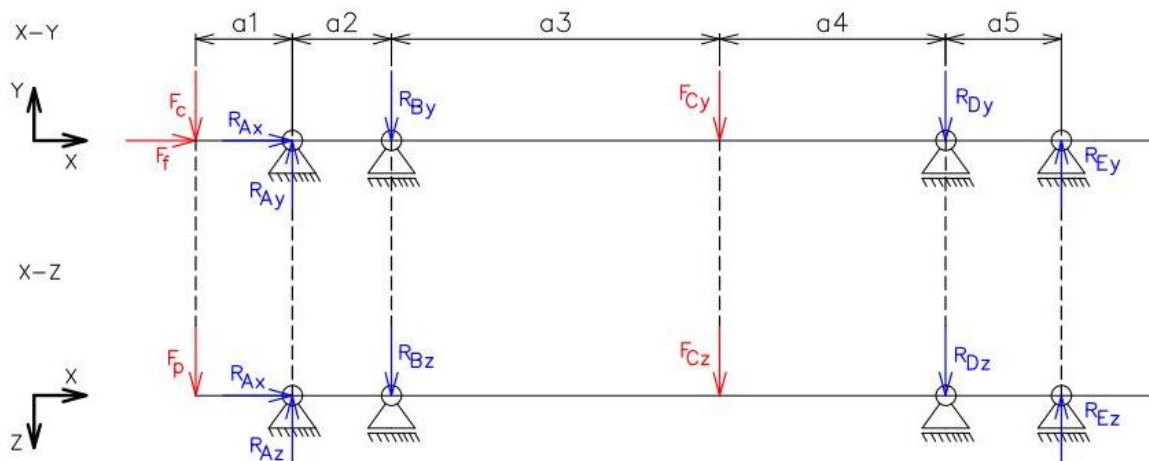
$$\text{radiální složka síly:} \quad F_p = 0.4 F_c = 246.6 \text{ N} \quad (24)$$

$$\text{axiální složka síly:} \quad F_f = 0.25 F_c = 154.1 \text{ N} \quad (25)$$

$$\text{kroučící moment vřetena:} \quad M_{v_{jm}} = M_{jm} \eta_c = 19.6 \text{ Nm} \quad (26)$$

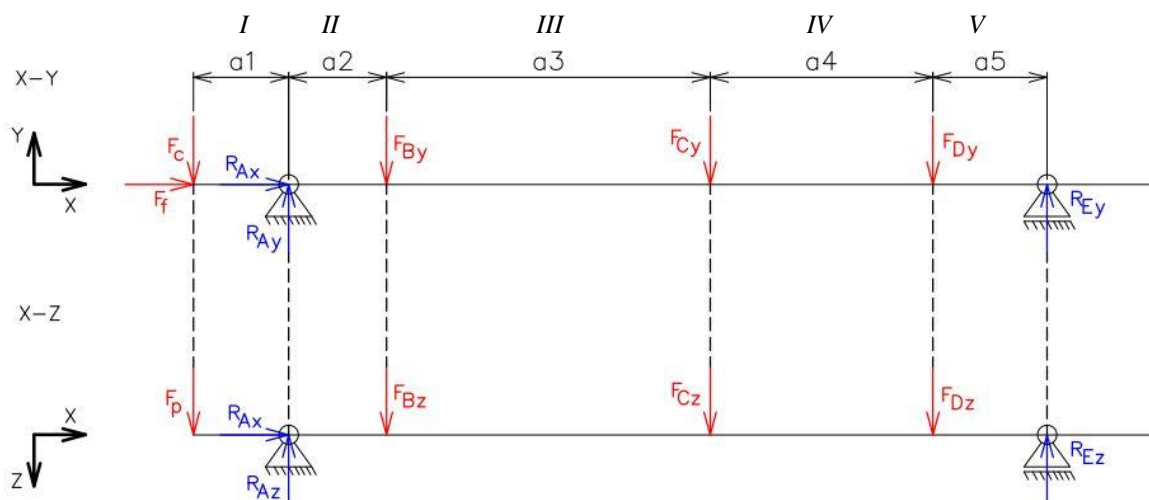
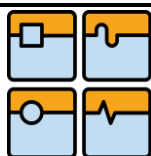
$$\text{radiální síla od ozubení:} \quad F_{Cy} = \frac{2 M_{v_{jm}}}{d_6} \tan(20^\circ) = 158.3 \text{ N} \quad (27)$$

$$\text{tečná síla od ozubení:} \quad F_{Cz} = \frac{2 M_{v_{jm}}}{d_6} = 435.0 \text{ N} \quad (28)$$



Obr. 33 Model vřetena – 2x staticky neurčitá úloha

Na Obr. 33 je zobrazen model vřetena. Jelikož se jedná o úlohu 2x staticky neurčitou, bylo provedeno uvolnění na úlohu staticky určitou a zavedení patřičných deformačních podmínek. Obecná podpěra B a D byly nahrazeny silovým působením a deformační podmínkou, která stanovuje nulový průhyb prutu v těchto bodech. Takto upravené zadání úlohy je zobrazeno na Obr. 34.



Obr. 34 Model vřetena – uvolnění na úlohu staticky určitou

3.7.1 Stanovení rozměrů, výpočet průřezových charakteristik

Nejprve byly níže uvedené rozměry navrženy pouze přibližně. Při tvorbě 3D modelu byly upravovány a po dokončení byly z modelu převzaty a dosazeny do výpočtu, kterým byla ověřena správnost návrhu.

Tab. 7 Parametry vřetena

stanovení rozměrů	$a_1 = 32 \text{ mm}$	
	$a_2 = 64 \text{ mm}$	
	$a_3 = 151 \text{ mm}$	
	$a_4 = 151 \text{ mm}$	
	$a_5 = 32 \text{ mm}$	
stanovení průměrů	$D_1 = 35 \text{ mm}$	$d_1 = 23.5 \text{ mm}$
	$D_2 = 35 \text{ mm}$	$d_2 = 23.5 \text{ mm}$
	$D_3 = 35 \text{ mm}$	$d_3 = 23.5 \text{ mm}$
	$D_4 = 35 \text{ mm}$	$d_4 = 23.5 \text{ mm}$
	$D_5 = 35 \text{ mm}$	$d_5 = 23.5 \text{ mm}$

kvadratické momenty průřezů: $J_1 = \frac{\pi}{64} (D_1^4 - d_1^4) = 5.9 \cdot 10^8 \text{ m}^4$ (29)

$J_1 = \frac{\pi}{64} (D_1^4 - d_1^4) = 5.9 \cdot 10^8 \text{ m}^4$ (30)

$J_1 = \frac{\pi}{64} (D_1^4 - d_1^4) = 5.9 \cdot 10^8 \text{ m}^4$ (31)

$J_1 = \frac{\pi}{64} (D_1^4 - d_1^4) = 5.9 \cdot 10^8 \text{ m}^4$ (32)

$J_1 = \frac{\pi}{64} (D_1^4 - d_1^4) = 5.9 \cdot 10^8 \text{ m}^4$ (33)

3.7.2 Rovnice statické rovnováhy a vyjádření reakcí

Dle Obr. 34 byly sestaveny rovnice statické rovnováhy. Z rovnic byly dále vyjádřeny reakční síly jako funkce zatěžujících sil.

rovina XY

$$\Sigma F_x=0 \quad F_f + R_{Ax} = 0 \quad (34)$$

$$\Sigma F_y=0 \quad -F_c + R_{Ay} - F_{By} - F_{Cy} - F_{Dy} + R_{Ey} = 0 \quad (35)$$

$$\Sigma M_p=0 \quad R_{Ay}a_1 - F_{By}(a_1 + a_2) - F_{Cy}(a_1 + a_2 + a_3) - F_{Dy}(a_1 + a_2 + a_3 + a_4) + R_{Ey}(a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5) = 0 \quad (36)$$

$$R_{Ax}(F_{By}, F_{Dy}, F_f) = -F_f \quad (37)$$

$$R_{Ay}(F_{By}, F_{Dy}, F_f) = F_c + \frac{F_c a_1 + F_{By}(a_3 + a_4 + a_5) + F_{Cy}(a_4 + a_5)}{a_2 + a_3 + a_4 + a_5} \quad (38)$$

$$R_{Ey}(F_{By}, F_{Dy}, F_f) = \frac{F_{By}a_2 - F_c a_1 + F_{Dy}(a_2 + a_3 + a_4) + F_{Cy}(a_2 + a_3)}{a_2 + a_3 + a_4 + a_5} \quad (39)$$

rovina XZ

$$\Sigma F_z=0 \quad F_p - R_{Az} + F_{Bz} + F_{Cz} + F_{Dz} - R_{Ez} = 0 \quad (40)$$

$$\Sigma M_p=0 \quad R_{Az}a_1 - F_{Bz}(a_1 + a_2) - F_{Cz}(a_1 + a_2 + a_3) - F_{Dz}(a_1 + a_2 + a_3 + a_4) + R_{Ez}(a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5) = 0 \quad (41)$$

$$R_{Az}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = F_p + \frac{F_p a_1 + F_{Bz}(a_3 + a_4 + a_5) + F_{Cz}(a_4 + a_5) + F_{Dz}a_5}{a_2 + a_3 + a_4 + a_5} \quad (42)$$

$$R_{Ez}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = \frac{F_{Bz}a_2 - F_p a_1 + F_{Dz}(a_2 + a_3 + a_4) + F_{Cz}(a_2 + a_3)}{a_2 + a_3 + a_4 + a_5} \quad (43)$$

3.7.3 Rovnice VVÚ

Pro jednotlivé úseky prutu byly stanoveny funkce ohybových momentů, které jsou vyjádřeny jako funkce vnějšího zatížení.

rovina XY

$$x \in (0; a_1) \quad M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) = -F_c x \quad (44)$$

$$x \in (0; a_2) \quad M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) = -F_c(a_1 + x) + R_{Ay}(F_{By}, F_{Dy}, F_c)x \quad (45)$$

$$x \in (0; a_3) \quad M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) = -F_c(a_1 + a_2 + x) + R_{Ay}(F_{By}, F_{Dy}, F_c)(a_2 + x) - F_{By}x \quad (46)$$

$$x \in (0; a_5) \quad M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) = R_{Ey}(F_{By}, F_{Dy}, F_c)x \quad (47)$$

$$x \in (0; a_4) \quad M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) = R_{Ey}(F_{By}, F_{Dy}, F_c)(a_5 + x) - F_{Dy}x \quad (48)$$

rovina XZ

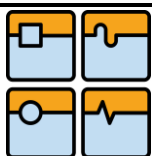
$$x \in (0; a_1) \quad M_{y1}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = -F_p x \quad (49)$$

$$x \in (0; a_2) \quad M_{y2}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = -F_p(a_1 + x) + R_{Az}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p)x \quad (50)$$

$$x \in (0; a_3) \quad M_{y3}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = -F_p(a_1 + a_2 + x) + R_{Az}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p)(a_2 + x) - F_{Bz}x \quad (51)$$

$$x \in (0; a_5) \quad M_{y4}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = R_{Ez}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p)x \quad (52)$$

$$x \in (0; a_4) \quad M_{y5}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) = R_{Ez}(F_{Bz}, F_{Dz}, F_p)(a_5 + x) - F_{Dz}x \quad (53)$$



3.7.4 Castiglianova věta

Dále byly sestaveny Castiglianovy rovnice. Těmito rovnicemi jsou počítány síly, které způsobí právě nulový průhyb prutu v místě působení síly.

$$\frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_{By}} M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots = 0 \quad (54)$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_{By}} M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_{By}} M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_{By}} M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_{By}} M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx$$

$$\frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_{Dy}} M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots = 0 \quad (55)$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_{Dy}} M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_{Dy}} M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_{Dy}} M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_{Dy}} M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx$$

Výsledkem dvou výše uvedených rovnic je soustava dvou lineárních rovnic o dvou neznámých. Jejich vyřešením byly získány velikosti sil F_{By} a F_{Dy} . Analogicky byly vyřešeny síly F_{Bz} a F_{Dz} .

$$F_{By} = 92.62292 - 0.34351 \cdot F_{Dy} \quad (56)$$

$$F_{Dy} = -79.20690 - 1.14429 \cdot F_{By} \quad (57)$$

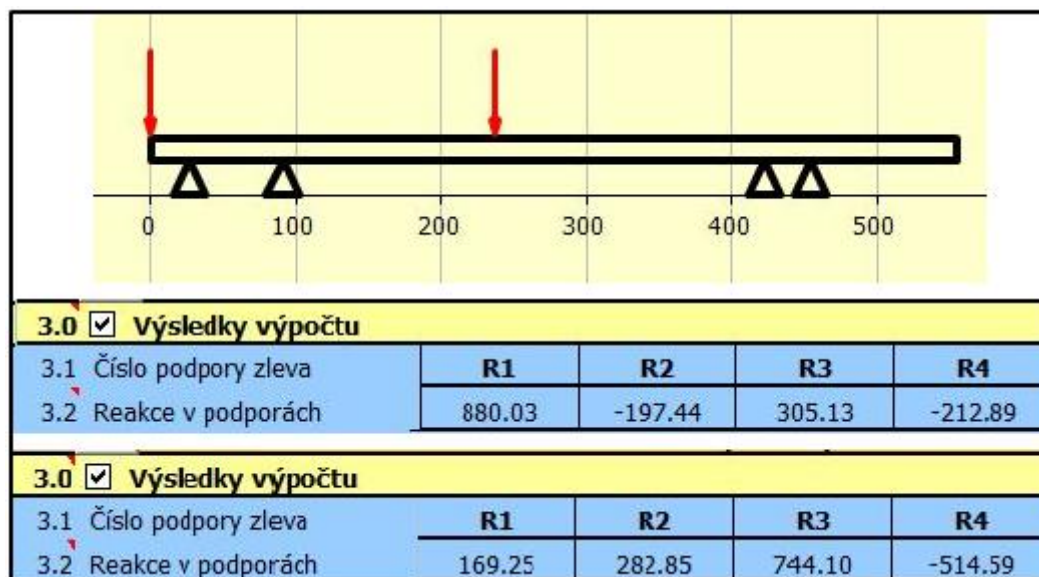
3.7.5 Výpočet reakcí

Vypočítané síly F_{By} , F_{Bz} , F_{Dy} a F_{Dz} byly dosazeny do rovnic reakcí společně se zatěžujícími silami. Následující tabulka obsahuje shrnutí vypočítaných reakcí ve vazbách.

Tab. 8 Výsledné reakce ve vazbách

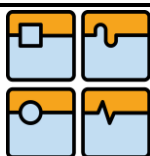
R_{Ax}	-154.13 N
R_{Ay}	880.03 N
R_{Az}	169.25 N
$R_{By} = F_{By}$	197.44 N
$R_{Bz} = F_{Bz}$	-282.85 N
$R_{Dy} = F_{Dy}$	-305.14 N
$R_{Dz} = F_{Dz}$	-744.10 N
R_{Ey}	-212.89 N
R_{Ez}	-514.59 N

Kontrola správného sestavení rovnic a jejich vyřešení byla ověřena v programu MITCalc. Byly vytvořeny dvě úlohy výpočtu přímého nosníku, pro rovinu XY a XZ. Úlohy jsou součástí příloh diplomové práce.



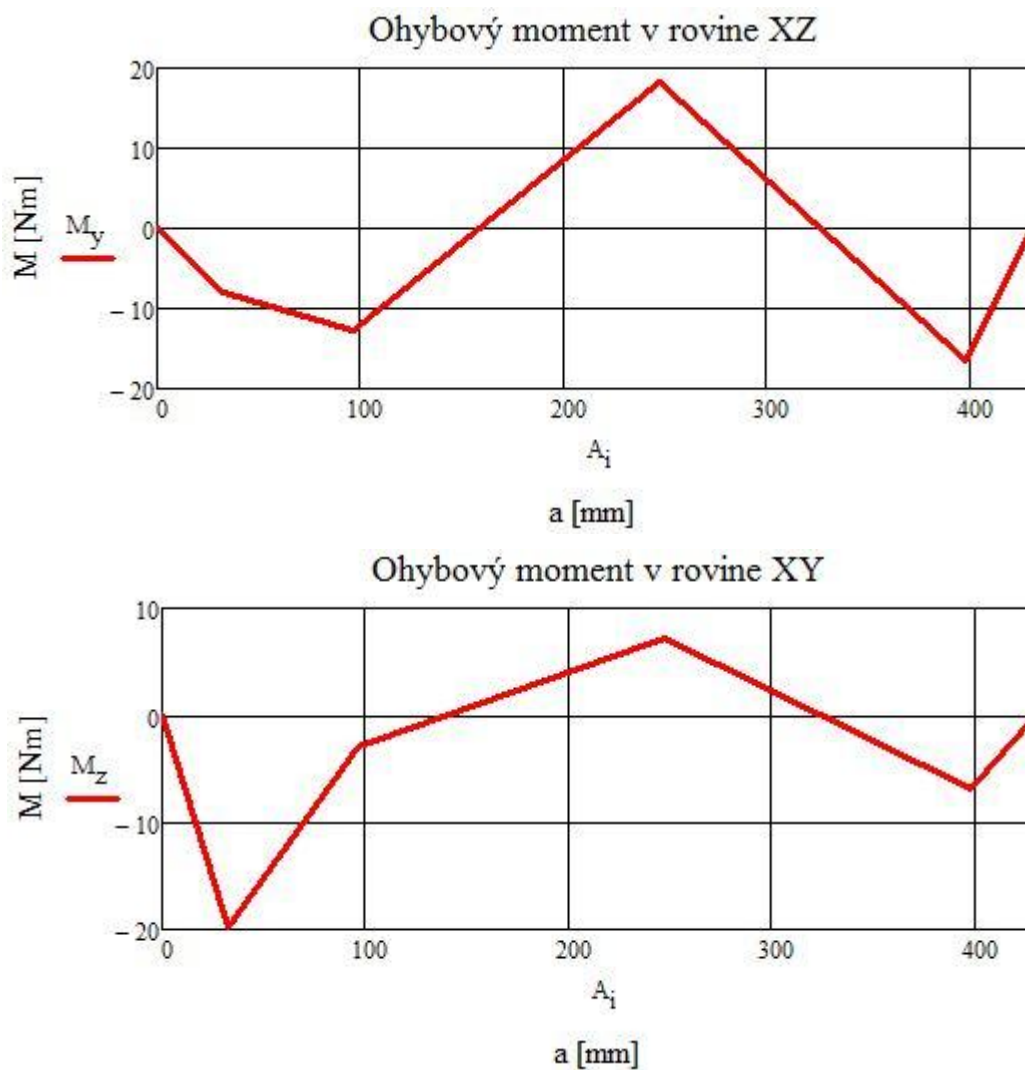
Obr. 35 Reakce v podpěrách vypočítané v MITCalc

Z Tab. 8 a Obr. 35 je zřejmé, že výsledky získané ručním sestavením rovnic v MathCadu a výsledky z MITCalc se shodují.



3.7.6 Zobrazení VVÚ

Pro zobrazení průběhu ohybových momentů byly vypočítány velikosti momentů na přechodech intervalů. Toho bylo dosaženo dosazením výsledných reakčních sil do rovnic (44) až (53).



Obr. 36 Ohybové momenty v rovinách XY a XZ

3.7.7 Kontrola vřetene vůči MSP

ohybové momenty: $M_{o1} = \sqrt{M_{y1}^2 + M_{z1}^2} = 21.2 \text{ Nm}$ (58)

$$M_{o2} = \sqrt{M_{y2}^2 + M_{z2}^2} = 13.2 \text{ Nm} \quad (59)$$

$$M_{o3} = \sqrt{M_{y3}^2 + M_{z3}^2} = 19.5 \text{ Nm} \quad (60)$$

$$M_{o4} = \sqrt{M_{y4}^2 + M_{z4}^2} = 17.8 \text{ Nm} \quad (61)$$

modul průřezu v ohybu: $W_{o3} = \frac{\pi(D_3^4 - d_3^4)}{32D_3} = 3.35 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$ (62)

$$W_{o4} = \frac{\pi(D_4^4 - d_4^4)}{32D_4} = 3.35 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (63)$$

modul průřezu v krutu: $W_{k3} = \frac{\pi(D_3^4 - d_3^4)}{16D_3} = 6.71 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$ (64)

$$W_{k4} = \frac{\pi(D_4^4 - d_4^4)}{16D_4} = 6.71 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (65)$$

redukované napětí: $\sigma_{red3} = \sqrt{\left(\frac{M_{o3}}{W_{o3}}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{kv_jm}}{W_{k3}}\right)^2} = 7.71 \text{ MPa}$ (66)

$$\sigma_{red4} = \sqrt{\left(\frac{M_{o4}}{W_{o4}}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{kv_jm}}{W_{k4}}\right)^2} = 7.33 \text{ MPa} \quad (67)$$

bezpečnost vůči MSP: $k_3 = \frac{R_e}{\sigma_{red3}} = 90.7$ (68)

$$k_4 = \frac{R_e}{\sigma_{red4}} = 95.4 \quad (69)$$

Vzhledem k vysokým hodnotám koeficientů bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti jsem se dále nezabýval výpočtem vrubového napětí. Rozhodl jsem se také nezmenšovat průměry vřetena z konstrukčních důvodů a také proto, že u tenčího vřetene očekávám horší dynamickou poddajnost. Tento předpoklad byl ověřen vibrační analýzou.

3.8 Výpočet radiální odchylky vřetena v místě čela

Firmou SKF byl zaslán vztah pro výpočet radiální tuhosti ložisek. Pro informaci byl tedy vytvořen výpočet, kterým je nejprve vypočítána tuhost jednotlivých ložisek v závislosti na radiálním zatížení a následně radiální deformace ložisek. Radiální odchylky předních ložisek jsou proloženy přímkou a je zjištěna radiální odchylka v místě čela vřetena. Následuje výpočet deformace vřetena působením řezných sil. Součet deformací ložisek vyjádřených v místě čela spolu s deformací vřetena udává celkovou radiální chybu vřetena.

3.8.1 Výpočet radiální tuhosti ložisek

Tab. 9 Parametry ložisek

kontaktní úhel	$\alpha = 15^\circ$
počet valivých elementů (71907CE/P4A)	$z_E = 19$
počet valivých elementů (71907CD/P4A)	$z_D = 21$
počet aktivních řad	$i = 1$
průměr kuliček	$D_w = 5.556 \text{ mm}$

$$\text{ložisko A:} \quad K_{Ay} = 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 (iz_E)^2 D_w \frac{F_{Ay}}{2}} = 106.6 \text{ N}\mu\text{m}^{-1} \quad (70)$$

$$K_{Az} = 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 (iz_E)^2 D_w \frac{F_{Az}}{2}} = 60.9 \text{ N}\mu\text{m}^{-1} \quad (71)$$

$$\text{ložisko B:} \quad K_{By} = 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 (iz_E)^2 D_w F_{By}} = 80.8 \text{ N}\mu\text{m}^{-1} \quad (72)$$

$$K_{Bz} = 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 (iz_E)^2 D_w F_{Bz}} = 91.1 \text{ N}\mu\text{m}^{-1} \quad (73)$$

$$\text{ložisko D:} \quad K_{Dy} = 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 (iz_E)^2 D_w F_{Dy}} = 93.4 \text{ N}\mu\text{m}^{-1} \quad (74)$$

$$K_{Dz} = 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 (iz_E)^2 D_w F_{Dz}} = 125.8 \text{ N}\mu\text{m}^{-1} \quad (75)$$

$$\text{ložisko E:} \quad K_{Ey} = 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 (iz_E)^2 D_w F_{Ey}} = 82.9 \text{ N}\mu\text{m}^{-1} \quad (76)$$

$$K_{Ez} = 1166 \sqrt{\cos(\alpha)^5 (iz_E)^2 D_w F_{Ez}} = 111.2 \text{ N}\mu\text{m}^{-1} \quad (77)$$

3.8.2 Radiální deformace ložisek

V závislosti na zatížení jsou spočítány radiální deformace všech ložisek. Pro výpočet chyby vřetena vlivem deformace ložisek uvažují pouze deformace ložisek A a B.

$$\text{ložisko A} \quad \delta_{Ay} = \frac{F_{Ay}}{2K_{Ay}} = 4.2 \mu\text{m} \quad \delta_{Az} = \frac{F_{Az}}{2K_{Az}} = 1.4 \mu\text{m} \quad (78)$$

$$\text{ložisko B} \quad \delta_{By} = \frac{F_{By}}{K_{By}} = 2.4 \mu\text{m} \quad \delta_{Bz} = \frac{F_{Bz}}{K_{Bz}} = -3.1 \mu\text{m} \quad (79)$$

$$\text{ložisko D} \quad \delta_{Dy} = \frac{F_{Dy}}{K_{Dy}} = -3.3 \mu\text{m} \quad \delta_{Dz} = \frac{F_{Dz}}{K_{Dz}} = -5.9 \mu\text{m} \quad (80)$$

$$\text{ložisko E} \quad \delta_{Ey} = \frac{F_{Ey}}{K_{Ey}} = -2.6 \mu\text{m} \quad \delta_{Ez} = \frac{F_{Ez}}{K_{Ez}} = -4.6 \mu\text{m} \quad (81)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 38
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.8.3 Radiální odchylka čela vřetena – vlivem deformace ložisek

V následujícím výpočtu jsou radiální deformace ložisek A a B proloženy přímkou a jsou zjištěny radiální výchylky této přímky v místě čela v osách kolmých na osu rotace.

$$\text{výchylky v místě ložisek:} \quad P_A = \begin{pmatrix} a_1 \\ \delta_{Ay} \\ \delta_{Az} \end{pmatrix}; P_B = \begin{pmatrix} a_1 + a_2 \\ \delta_{By} \\ \delta_{Bz} \end{pmatrix} \quad (82)$$

$$\text{směrový vektor přímky:} \quad u = \begin{pmatrix} P_{B1} - P_{A1} \\ P_{B2} - P_{A2} \\ P_{B3} - P_{A3} \end{pmatrix} \quad (83)$$

$$\text{parametrická rovnice přímky:} \quad X(t) = P_{A1} + u_1 t \quad (84)$$

$$\text{vyjádření parametru:} \quad t = \frac{-P_{A1}}{u_1} \quad (85)$$

$$\text{výpočet výchylky v ose y:} \quad Y = P_{A2} + u_2 t = 5.03 \mu\text{m} \quad (86)$$

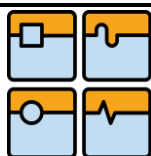
$$\text{výpočet výchylky v ose z:} \quad Z = P_{A3} + u_3 t = 3.64 \mu\text{m} \quad (87)$$

3.8.4 Radiální odchylka čela vřetena – vlivem deformace vřetena

Castigliánovou větou je vypočítána deformace vřetena v místě čela ve směru působící složky řezné síly.

$$\begin{aligned} \delta_y := & \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_c} M_{z1}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_c} M_{z2}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_c} M_{z3}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_c} M_{z4}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \cdot \left(\frac{d}{dF_c} M_{z5}(x, F_{By}, F_{Dy}, F_c) \right) dx \end{aligned} \quad (88)$$

$$\delta_y = 1.673 \mu\text{m}$$



$$\begin{aligned} \delta_z := & \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^{a_1} M_{y1}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left(\frac{d}{dF_p} M_{y1}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \dots \\ & + \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_0^{a_2} M_{y2}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left(\frac{d}{dF_p} M_{y2}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \cdot \\ & + \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_0^{a_3} M_{y3}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left(\frac{d}{dF_p} M_{y3}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \cdot \\ & + \frac{1}{E \cdot J_4} \cdot \int_0^{a_5} M_{y4}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left(\frac{d}{dF_p} M_{y4}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \cdot \\ & + \frac{1}{E \cdot J_5} \cdot \int_0^{a_4} M_{y5}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \cdot \left(\frac{d}{dF_p} M_{y5}(x, F_{Bz}, F_{Dz}, F_p) \right) dx \\ \delta_z = & 0.985 \mu\text{m} \end{aligned} \quad (89)$$

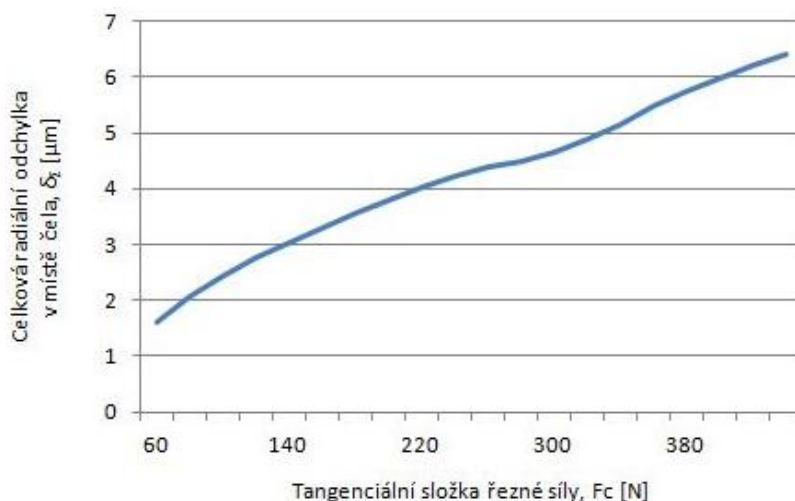
3.8.5 Výpočet celkové radiální odchylky čela vřetena

odchylka v ose y: $Y_\delta = Y + \delta_y = 6.704 \mu\text{m}$ (90)

odchylka v ose z: $Z_\delta = Z + \delta_z = 4.620 \mu\text{m}$ (91)

celková odchylka: $\delta_\Sigma = \sqrt{Y_\delta^2 + Z_\delta^2} = 8.142 \mu\text{m}$ (92)

Pro tangenciální složku řezné síly (a jí odpovídající ostatní složky) o velikosti 616,5 N je celková deformace čela vřetena přibližně 8,1 μm . Graf na Obr. 37 zobrazuje závislost mezi tangenciální složkou řezné síly a celkovou radiální odchylkou vřetena v místě čela pro rozsah tangenciální síly 60 až 450 N.



Obr. 37 Závislost řezné síly na radiální odchylku čela vřetena

3.9 Výpočet trvanlivosti ložisek

Ložiska použita pro uložení vřetena jsou kuličková ložiska s kosoúhlým stykem od firmy SKF z řady Super Precision Bearing. Přední ložiska jsou typu 71907 CE/P4A a zadní 71907 CD/P4A. Obě ložiska mají stykový úhel 15° , vnitřní průměr 35 mm, vnější průměr 55 mm a jsou široké 10 mm. Přední ložiska jsou vhodnější pro vyšší otáčky, zadní ložiska mají větší únosnost. Zvolena byla třída předpětí A, tedy lehké předpětí, protože vycházela nejvýhodněji z výpočtů trvanlivosti.

3.9.1 Výpočet ekvivalentního zatížení

Nejprve bylo vypočítáno ekvivalentní momentové zatížení od ozubeného kola, ze kterého byly vypočítány zatěžující síly a ekvivalentní silové zatížení od řezného procesu.

Tab. 10 Parametry pro výpočet trvanlivosti ložisek

časové podíly výskytu:	$q_1 = 1$
	$q_2 = 0.75$
	$q_3 = 0.5$
	$q_4 = 0.25$
	$q_5 = 0.15$
71907 CD/P4A:	$C_{dynD} = 9.75 \text{ kN}$
	$C_{0D} = 6.55 \text{ kN}$
71907 CE/P4A:	$C_{dynE} = 7.61 \text{ kN}$
	$C_{0E} = 4.75 \text{ kN}$

dílčí momenty: $M_{kq1} = M_{kv_jm} q_1 = 19.6 \text{ Nm}$ (93)

$M_{kq2} = M_{kv_jm} q_2 = 14.7 \text{ Nm}$ (94)

$M_{kq3} = M_{kv_jm} q_3 = 9.8 \text{ Nm}$ (95)

$M_{kq4} = M_{kv_jm} q_4 = 4.9 \text{ Nm}$ (96)

$M_{kq5} = M_{kv_jm} q_5 = 2.9 \text{ Nm}$ (97)

ekvivalentní moment: $M_{ekv} = \frac{M_{kq1} + M_{kq2} + M_{kq3} + M_{kq4} + M_{kq5}}{5} = 10.4 \text{ Nm}$ (98)

ekv. síly na ozubení: $F_{CyE} = \frac{2M_{ekv}}{d_6} \tan(20^\circ) = 83.9 \text{ N}$ (99)

$F_{CzE} = \frac{2M_{ekv}}{d_6} = 230.6 \text{ N}$ (100)

ekv. řezné síly: $F_{cE} = \frac{F_c(q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5)}{5} = 326.7 \text{ N}$ (101)

$F_{pE} = \frac{F_p(q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5)}{5} = 130.7 \text{ N}$ (102)

$F_{fE} = \frac{F_f(q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5)}{5} = 81.7 \text{ N}$ (103)

3.9.2 Výpočet reakcí při ekvivalentním zatížení

Pro výpočet reakcí byly použity stejné rovnice jako v kapitole 3.7. Celý výpočet je obsažen ve výpočtové zprávě, která je součástí této práce. Vypočítané reakce jsou shrnuty v tabulce.

Tab. 11 Ekvivalentní reakce ve vazbách

R_{AxE}	-81.69 N
R_{AyE}	466.41 N
R_{AzE}	89.70 N
$R_{ByE} = F_{ByE}$	104.64 N
$R_{BzE} = F_{BzE}$	-149.91 N
$R_{DyE} = F_{DyE}$	-161.72 N
$R_{DzE} = F_{DzE}$	-394.37 N
R_{EyE}	-112.83 N
R_{EzE}	-272.73 N

3.9.3 Výpočet radiálního a axiálního zatížení ložisek

Axiální předepínací síla G_{md} je vypočítána dle katalogu Super Precision Bearings firmy SKF pro zvolené předpětí třídy A ložiska 71907 CD/P4A. Výpočet je součástí výpočtové zprávy.

$$\text{ložisko A: } F_{rAE} = \frac{1}{2} \sqrt{R_{AyE}(F_{ByE}, F_{DyE})^2 + R_{AyE}(F_{ByE}, F_{DyE})^2} = 237.5 \text{ N} \quad (104)$$

$$\text{ložisko B: } F_{rBE} = \sqrt{F_{ByE}^2 + F_{BzE}^2} = 182.8 \text{ N} \quad (105)$$

$$\text{ložisko D: } F_{rDE} = \sqrt{F_{DyE}^2 + F_{DzE}^2} = 426.2 \text{ N} \quad (106)$$

$$\text{ložisko E: } F_{rEE} = \frac{1}{2} \sqrt{R_{EyE}(F_{ByE}, F_{DyE})^2 + R_{EyE}(F_{ByE}, F_{DyE})^2} = 295.2 \text{ N} \quad (107)$$

$$\text{ložisko A: } F_{aAE} = G_{md} + 0.67F_{rE} = 93.2 \text{ N} \quad (108)$$

$$\text{ložisko B: } F_{aBE} = G_{md} = 38.5 \text{ N} \quad (109)$$

$$\text{ložisko D: } F_{aDE} = G_{md} = 38.5 \text{ N} \quad (110)$$

$$\text{ložisko E: } F_{aEE} = G_{md} = 38.5 \text{ N} \quad (111)$$

3.9.4 Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek

Dle tabulkových koeficientů radiálního a axiálního zatížení je spočítáno ekvivalentní dynamické zatížení jednotlivých ložisek. Celý výpočet je součástí výpočtové zprávy.

Tab. 12 Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek

P_A	237.48 N
P_B	182.82 N
P_D	489.77 N
P_E	358.68 N

3.9.5 Výpočet ekvivalentních otáček

Pro výpočet trvanlivosti bylo nutno nejdříve vypočítat ekvivalentní otáčky. Parametry q jsou uvedeny v Tab. 10.

$$\text{dílní otáčky:} \quad n_{q1} = n_{v_max} q_1 = 12\,000 \text{ min}^{-1} \quad (112)$$

$$n_{q2} = n_{v_max} q_2 = 9\,000 \text{ min}^{-1} \quad (113)$$

$$n_{q3} = n_{v_max} q_3 = 6\,000 \text{ min}^{-1} \quad (114)$$

$$n_{q4} = n_{v_max} q_4 = 3\,000 \text{ min}^{-1} \quad (115)$$

$$n_{q5} = n_{v_max} q_5 = 1\,800 \text{ min}^{-1} \quad (116)$$

$$\text{ekvivalentní otáčky:} \quad n_{ekv} = \frac{n_{q1} + n_{q2} + n_{q3} + n_{q4} + n_{q5}}{5} = 6360 \text{ min}^{-1} \quad (117)$$

3.9.6 Výpočet trvanlivosti ložisek

$$\text{ložisko A} \quad L_{A_10h} = \left(\frac{C_{dynE}}{P_A} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n_{ekv}} = 86\,230 \text{ h} \quad (118)$$

$$\text{ložisko B} \quad L_{B_10h} = \left(\frac{C_{dynE}}{P_B} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n_{ekv}} = 189\,003 \text{ h} \quad (119)$$

$$\text{ložisko D} \quad L_{D_10h} = \left(\frac{C_{dynD}}{P_D} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n_{ekv}} = 20\,674 \text{ h} \quad (120)$$

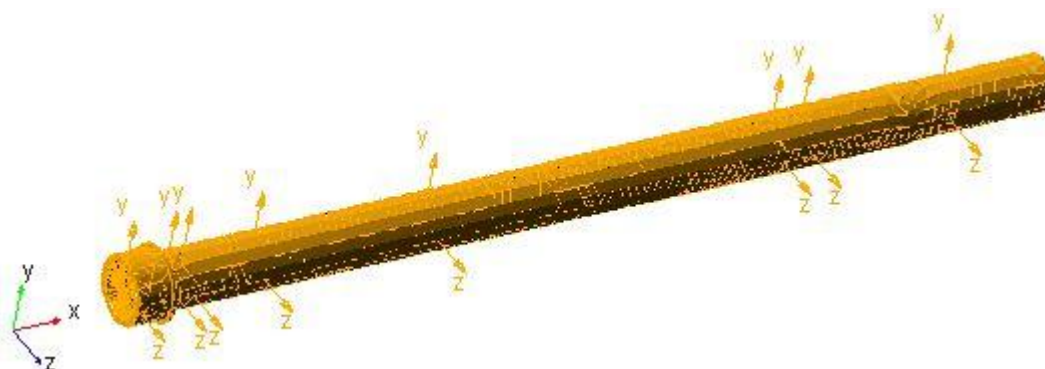
$$\text{ložisko E} \quad L_{E_10h} = \left(\frac{C_{dynD}}{P_E} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n_{ekv}} = 52\,638 \text{ h} \quad (121)$$

Z výpočtů je zřejmé, že ložiska vřetene jsou navrženy správně. Vypočítaná trvanlivost je u všech ložisek větší než 15 000 hodin.

3.10 Simulace dynamického chování vřetena

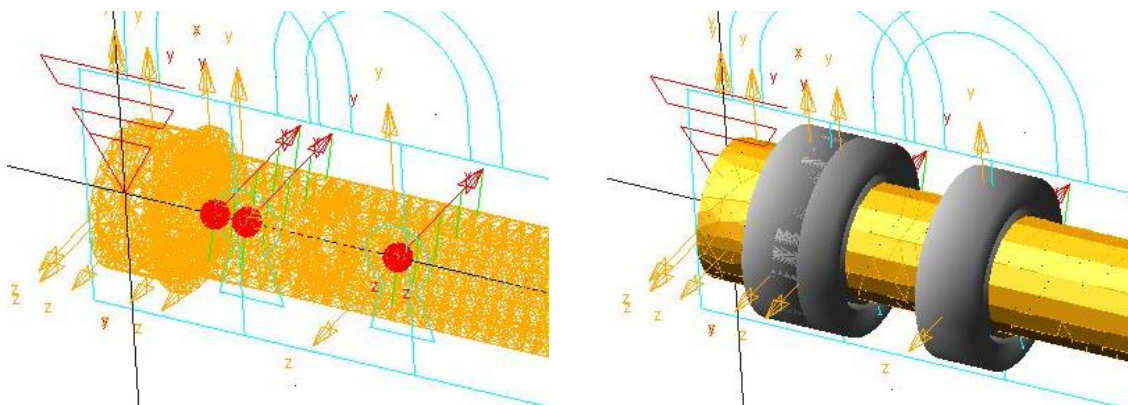
Součástí softwaru Adams je modul Vibration, který umožňuje zkoumat dynamické chování prvků soustavy, zejména amplitudo-frekvenční charakteristiku. Tato problematika je v diplomové práci zpracována s ohledem na vysoké otáčky vřeten a jejich poměrně velkému poměru délky a průměru. Simulace jsou rozděleny na silové buzení a buzení nevyváhou.

Model vřetena byl převeden do formátu step a importován do programu Ansys APDL, kde byla vytvořena konečněprvková síť. Je použito objemových elementů Solid186, které mají tvar hexaedru s 20 uzlovými body. Modelu jsou přiřazeny materiálové vlastnosti oceli prostřednictvím hustoty, Youngova modulu pružnosti a Poissonovy konstanty. Jsou vytvořeny body, ke kterým je vázána oblast elementů. K těmto bodům se v Adamsu dále připojí ložiska, ozubené kolo, upínač a také zde bude působit řezná síla. Konečněprvkový model byl exportován ve formátu mnf a importován do Adams jako pružné těleso.



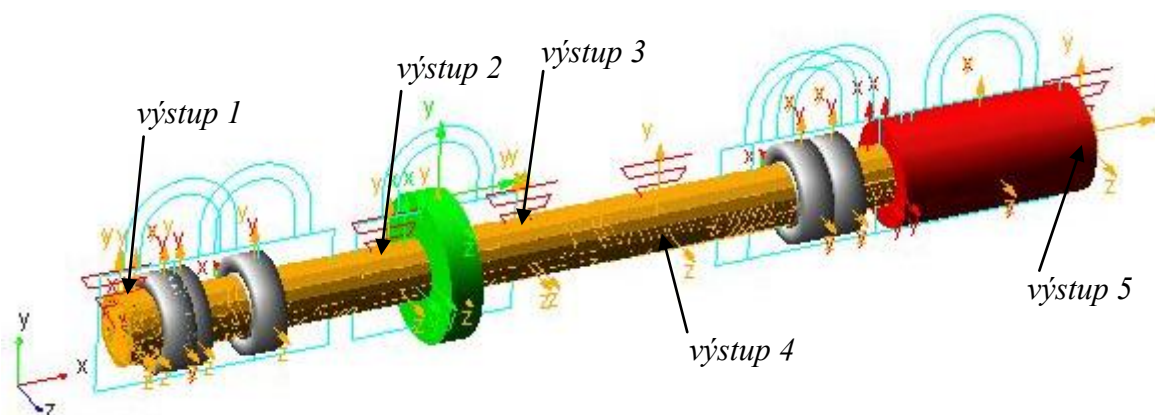
Obr. 38 Importovaný konečněprvkový model vřetene v Adams

Protože ložiska musí být vázána k tuhým tělesům, jsou k vřetenu připojena prostřednictvím pomocných tuhých těles. Ty jsou připojené k odpovídajícím připojovacím bodům vřetena vazbou vetknutí. Těmto tělesům je nastavena zanedbatelná hustota, aby neovlivnily chování vřetena. Připojení ložisek je na Obr. 39.



Obr. 39 Připojení ložisek k pružnému tělesu vřetena

Dále bylo k vřetenu připojeno ozubené kolo a upínací mechanismus. Tato tělesa jsou modelována jako tuhá, vetknutá k vřetenu. Hmotnost a moment setrvačnosti jsou převzaty z Inventoru.

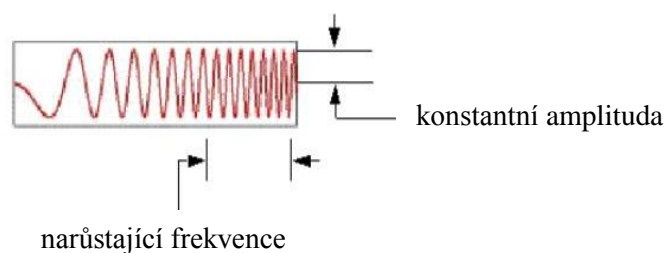


Obr. 40 Model s označenými výstupními kanály

S modulem Adams/Vibration se pracuje tak, že uživatel vytváří tzv. vstupní a výstupní kanály. Vstupními kanály je soustava buzena a výstupními kanály jsou sledovány odezvy. V následujících simulacích jsou výstupními kanály zaznamenávány posuvy v osách kolmých na osu rotace v 5 místech označených na Obr. 40. V každé simulaci je tedy 10 výstupních kanálů.

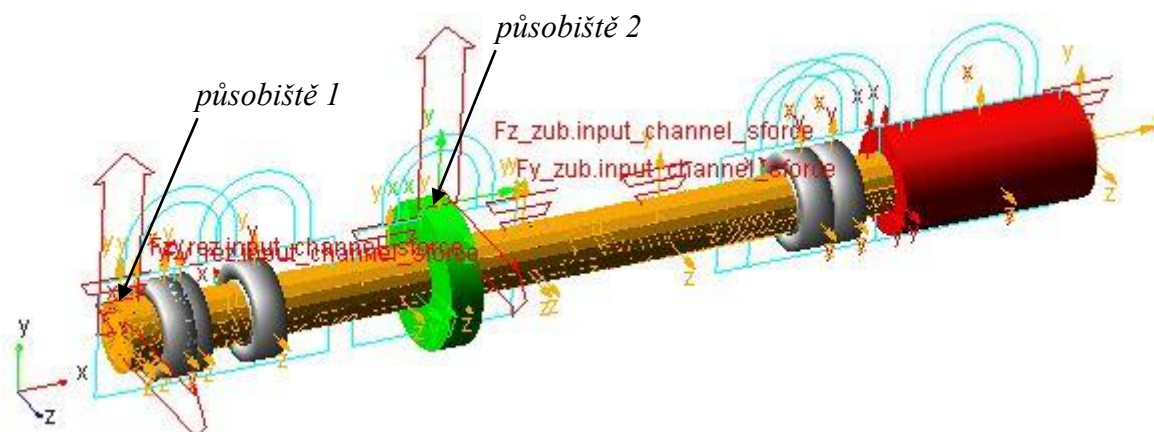
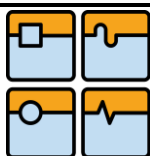
3.10.1 Silové buzení

Při silovém buzení působí na vřeteno tangenciální a radiální síly od řezu a tomu odpovídající síly na ozubeném kole. Velikost řezných sil je 375 N a 150 N, síly na ozubeném kole jsou 29 N v tangenciálním a 11 N v radiálním směru. Síly vstupují do simulace prostřednictvím vstupních kanálů, kde jsou definovány působištem, orientací, konstantní amplitudou, fází a proměnlivou frekvencí v uživatelem definovaném rozsahu. Průběh budících sil je na Obr. 41.



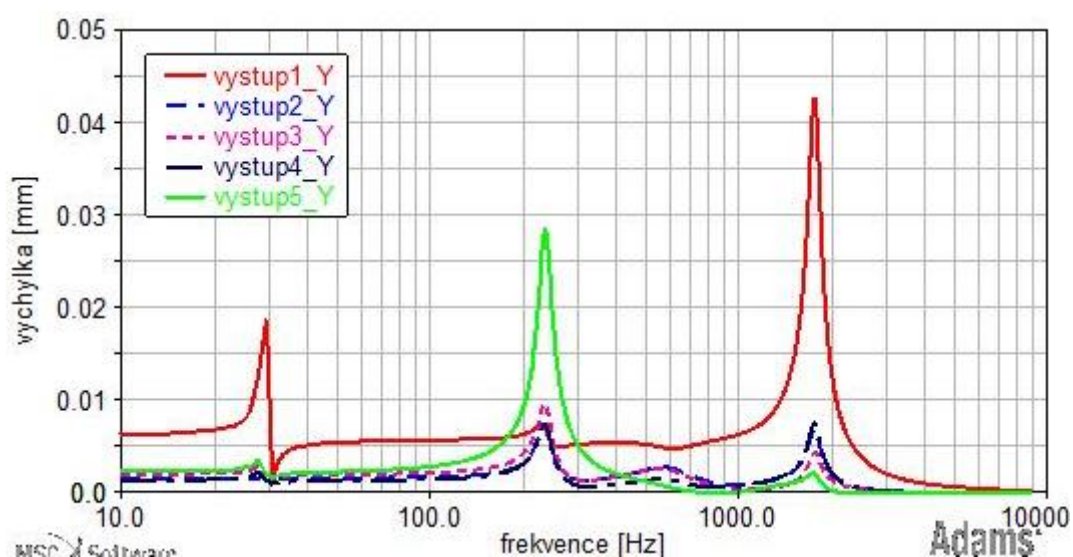
Obr. 41 Charakter budících sil [Adams]

Na Obr. 42 je zobrazen simulační model silového buzení. Pro vytvoření vibrační analýzy musí být zvoleny vstupní a výstupní kanály, frekvenční interval zadaný počáteční a konečnou frekvencí a počet kroků simulace. Po skončení simulace je v postprocesoru vykreslena amplitudo-frekvenční charakteristika, zobrazená na Obr. 43 a Obr. 44.



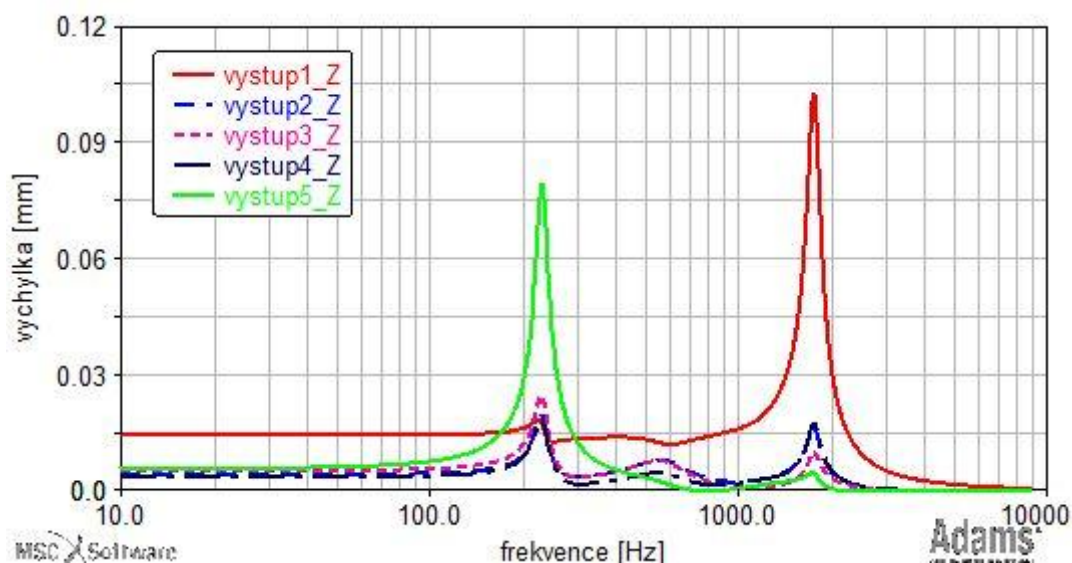
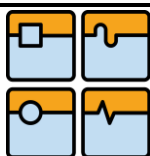
Obr. 42 Simulační model silového buzení

Z následujících dvou grafů je možné pozorovat výchylky vřetena v uvedených místech při zvyšování frekvence budících sil. Z grafu je zřejmé, že největších výchylek je dosahováno na obou koncích vřetena. Čelo vřetena dosahuje největších výchylek při frekvencích 30 Hz a 1770 Hz. Při těchto frekvencích volný konec vřetena kmitá s malou amplitudou. Při frekvenci buzení blízké 237 Hz jsou naopak největší výchylky na volném konci vřetena. Uvedené frekvence jsou velmi blízké vlastním frekvencím soustavy, viz příloha výpočtové zprávy.



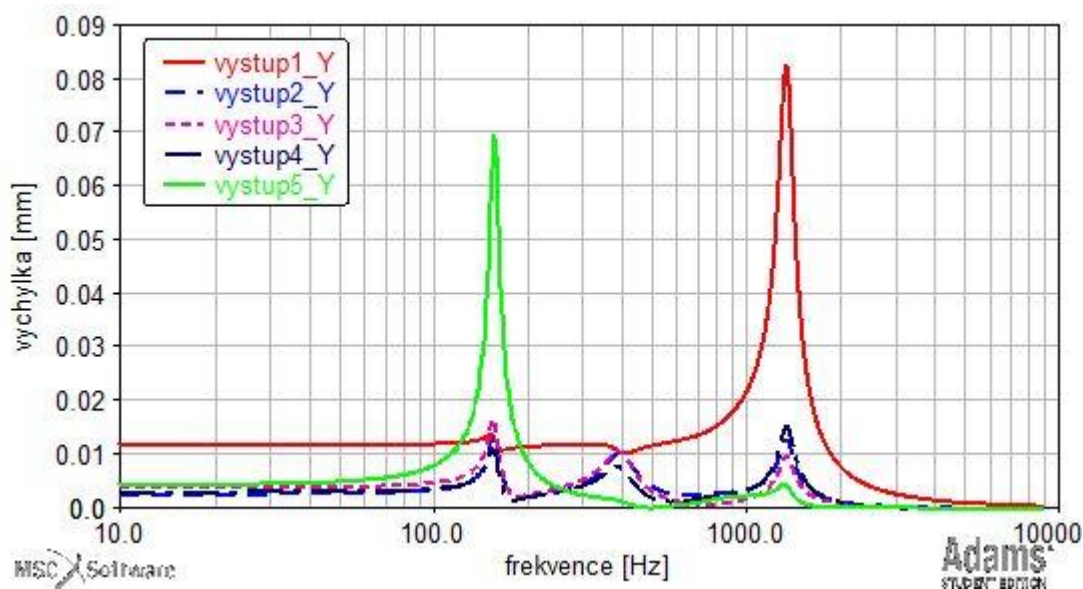
Obr. 43 Odezva na silové buzení v podobě výchylek v ose y

Frekvence působících sil na ozubení odpovídá otáčkám vřetena a počtu zubů ozubeného kola. Je spočítáno, že frekvence působících sil na ozubení se shodují s výše uvedenými frekvencemi při otáčkách přibližně 40 min^{-1} , 316 min^{-1} a 2360 min^{-1} . Z toho důvodu je tedy vhodné se jim vyhnout. Další možností je vybudování soustavy přerušovaným řezem. Pokud by například došlo k tomu, že bude řez během otáčky 6x přerušen, dojde při otáčkách 2370 min^{-1} k frekvenci budící řezné síly právě 237 Hz a tím dojde k velkým amplitudám kmitů volného konce vřetena. I při kritických frekvencích však nedojde k vymezení vůlí mezi jednotlivými vřeteny.

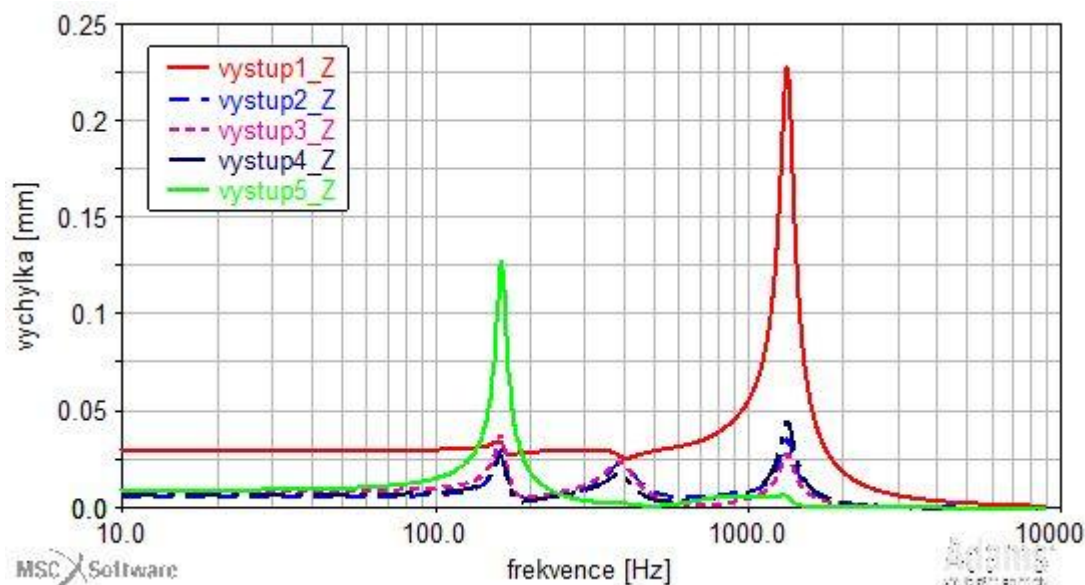
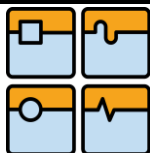


Obr. 44 Odezva na silové buzení v podobě výchylek v ose z

Pro srovnání byla provedena simulace silového buzení pro vřeteno průměru 30 mm. V modelu tenčího vřetena byly použity ložiska stejného typu jako v modelu vřetena průměru 35 mm. Těleso ozubeného kola a upínače byly úměrně zmenšeny. Charakter silového působení zůstal nezměněn. Průběh výchylek vřetena je zobrazen na Obr. 45 a Obr. 46.



Obr. 45 Odezva v ose y na silové buzení vřetena průměru 30 mm



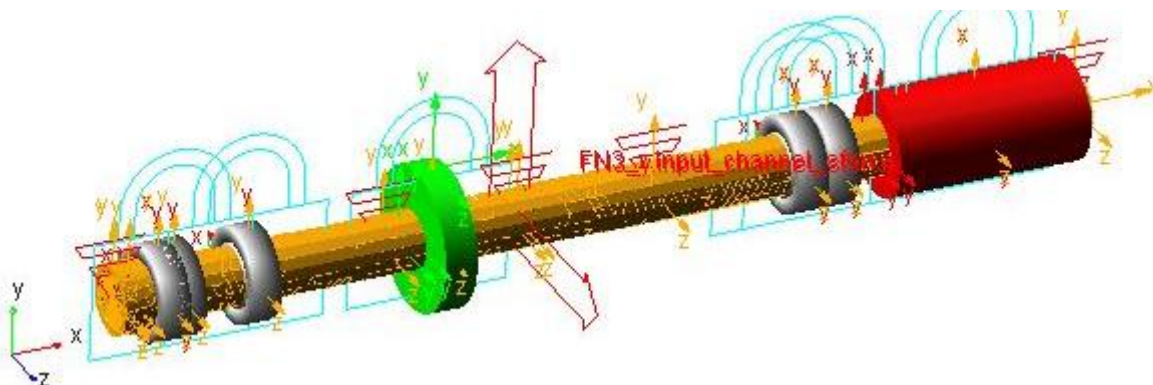
Obr. 46 Odezva v ose Z na silové buzení vřetena průměru 30 mm

Z uvedených grafů vyplývá, že tenčí vřeteno dosahuje téměř dvakrát větších výchylek v obou osách pro stejné silové působení. Z tohoto důvodu jsem zvolil vřeteno s vnějším průměrem 35 mm, přesto že je jeho bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti velká. U vřetena s vnějším průměrem 40 mm bychom mohli očekávat ještě lepší dynamické chování. Takové vřeteno by však zvětšilo setrvačnost soustavy pohonu, čímž by došlo ke snížení dynamiky.

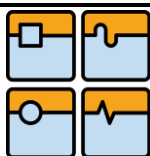
Frekvence, při kterých vřeteno dosahuje největších výchylek, byly srovnány s vlastními frekvencemi, získanými modální analýzou v programu Adams. Obrázky vlastních tvarů kmitů vřetena, spolu s frekvencí a poměrným tlumením, jsou uvedeny v příloze výpočtové zprávy.

3.10.2 Buzení nevývahou

Nevývaha se rovněž umísťuje do markrů. Dále je zadána hmotnost nevývážku a jeho vzdálenost od osy rotace. Potom se vybere, do které z os kolmé na osu rotace se promítne odstředivá síla. Proto je nutno vytvořit dva kanály, které se od sebe liší pouze v ose, do níž je odstředivá síla promítnuta.



Obr. 47 Simulační model buzení nevývahou

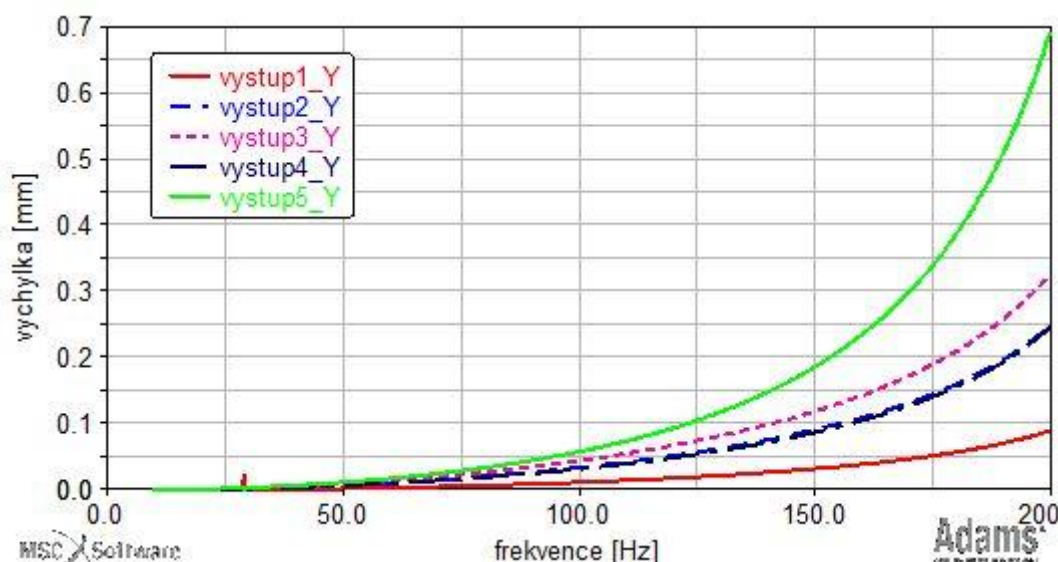


Dle informací z Tajmacu ZPS by mělo být vřeteno vyváženo ve stupni jakosti vyvážení G0,4. Následující výpočet, převzatý z [21], udává přípustnou zbytkovou nevyváženost vřetena. V rovnici (122) je velikost přípustné zbytkové nevyváženosti vypočítána.

Tab. 13 Hodnoty pro výpočet nevývažku

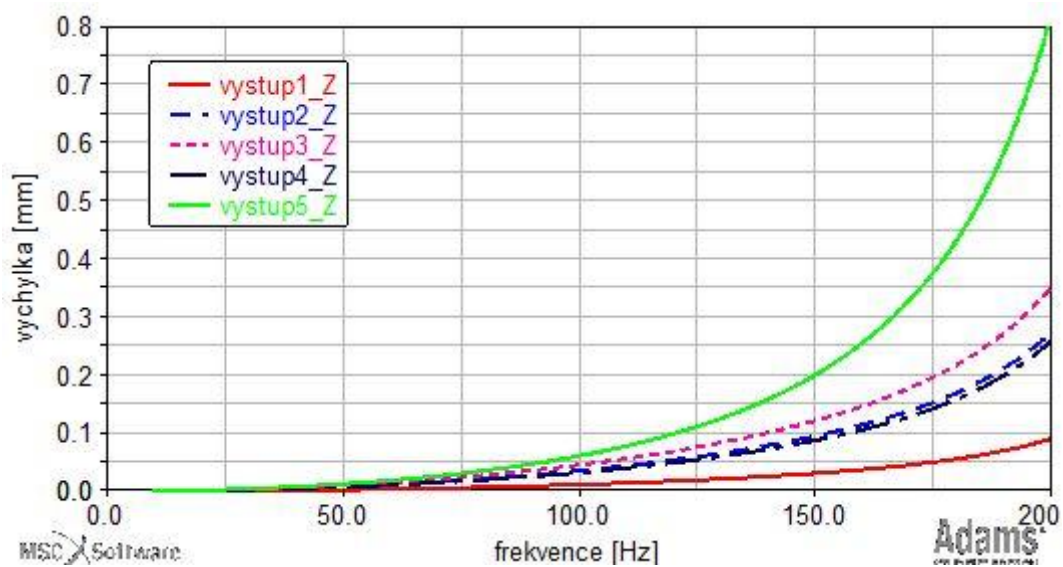
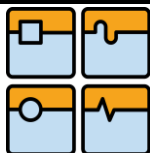
stupeň jakosti vyvážení	$G_{0,4} = 0.4$
hmotnost vřetena	$m_v = 8.148 \text{ kg}$
provozní otáčky	$n_{vr} = 12000 \text{ min}^{-1}$

přípustná zbytková nevyváženost:
$$u_{zb} = \frac{G_{0,4} m_v}{n_{vr}} \cdot 9549 = 2.594 \text{ gmm} \quad (122)$$



Obr. 48 Odezva na buzení nevývahou v podobě výchylek v ose y

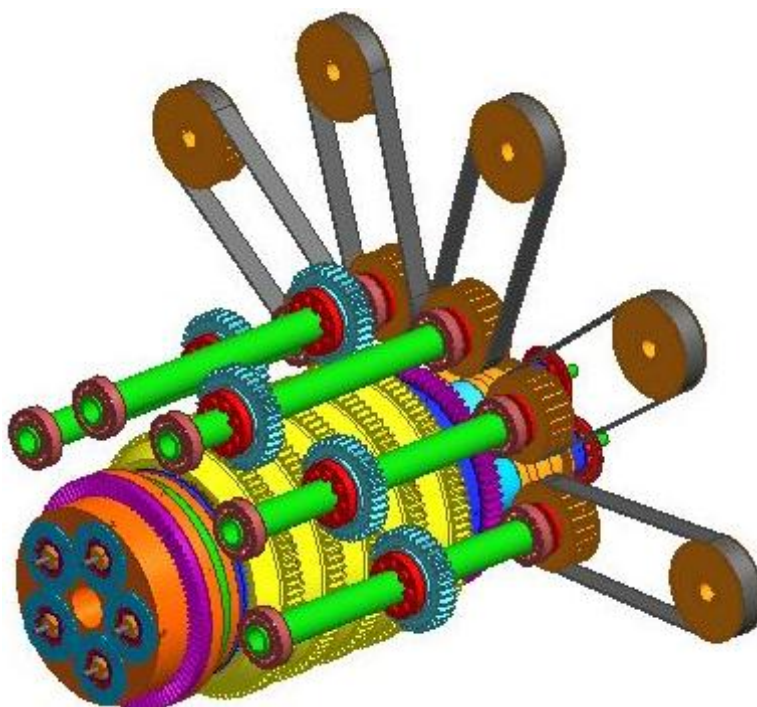
Na Obr. 48 a Obr. 49 jsou vykresleny amplitudo-frekvenční charakteristiky. Dle očekávání je největších výchylek dosahováno na volném konci vřetena. Nejmenší výchylky jsou na čele vřetena. Simulace odezvy na buzení nevývahou je pouze do frekvence 200 Hz, protože tato frekvence odpovídá maximálním provozním otáčkám vřetena.



Obr. 49 Odezva na buzení nevývahou v podobě výchylek v ose z.

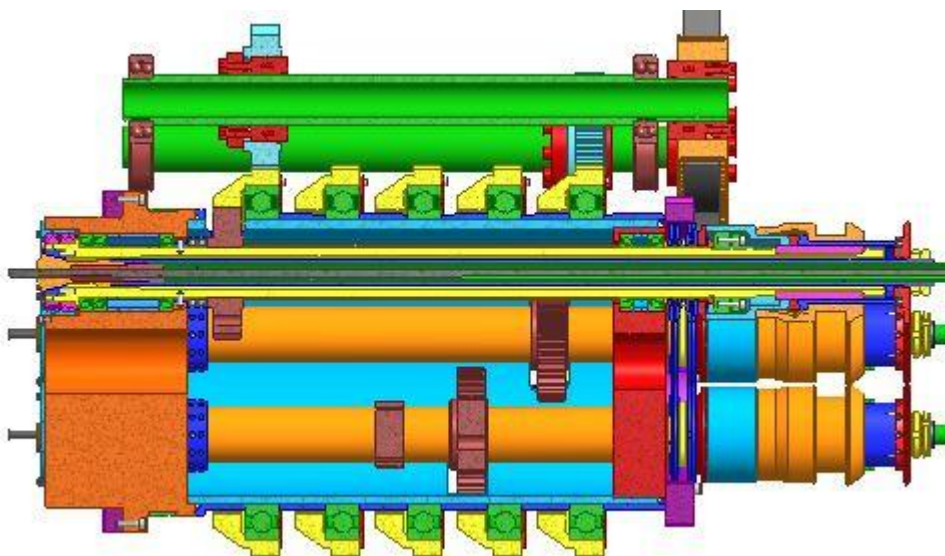
4 KONSTRUKČNÍ ČÁST

Konstrukce vřeten vícevřetenového soustružnického automatu se odvíjí zejména od vřetenového bubnu, ve kterém jsou uloženy. Vřetena s bubnem se navzájem při návrhu ovlivňují, proto jsem se v práci zabýval jak konstrukcí vřeten, tak i konstrukcí vřetenového bubnu s ozubenými dvojkoly.



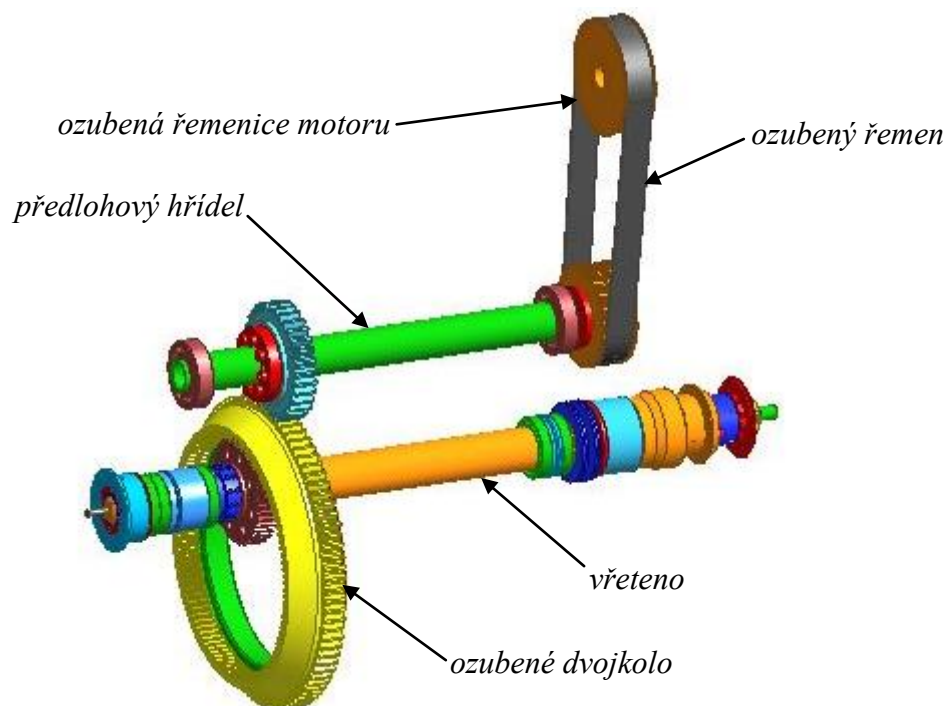
Obr. 50 Pohled na celkovou sestavu

Kvůli požadavku na dimenzování pohonu vřeten byly přibližně navrženy i předlohové hřídele, včetně ozubených řemenic, aby bylo možné vypočítat redukovaný moment setrvačnosti poháněné soustavy na hřídel motoru.



Obr. 51 Soustava v řezu

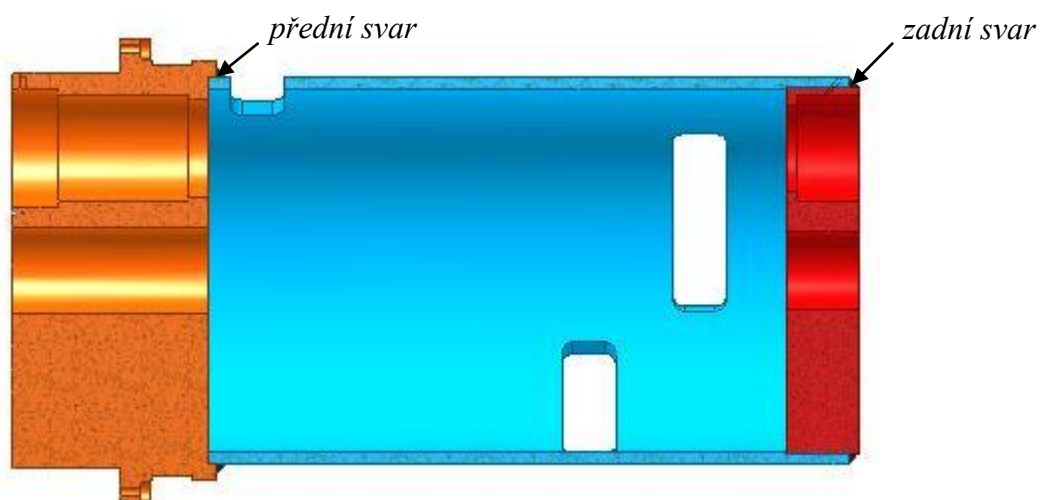
Na Obr. 52 je znázorněna soustava pohonu jednoho vřetena. Stejným způsobem je realizován pohon všech vřeten. Liší se pouze poloha ozubeného kola vřetena, předlohového hřídele a poloha příslušného dvojkola na bubnu.



Obr. 52 Soustava pohonu jednoho vřetena

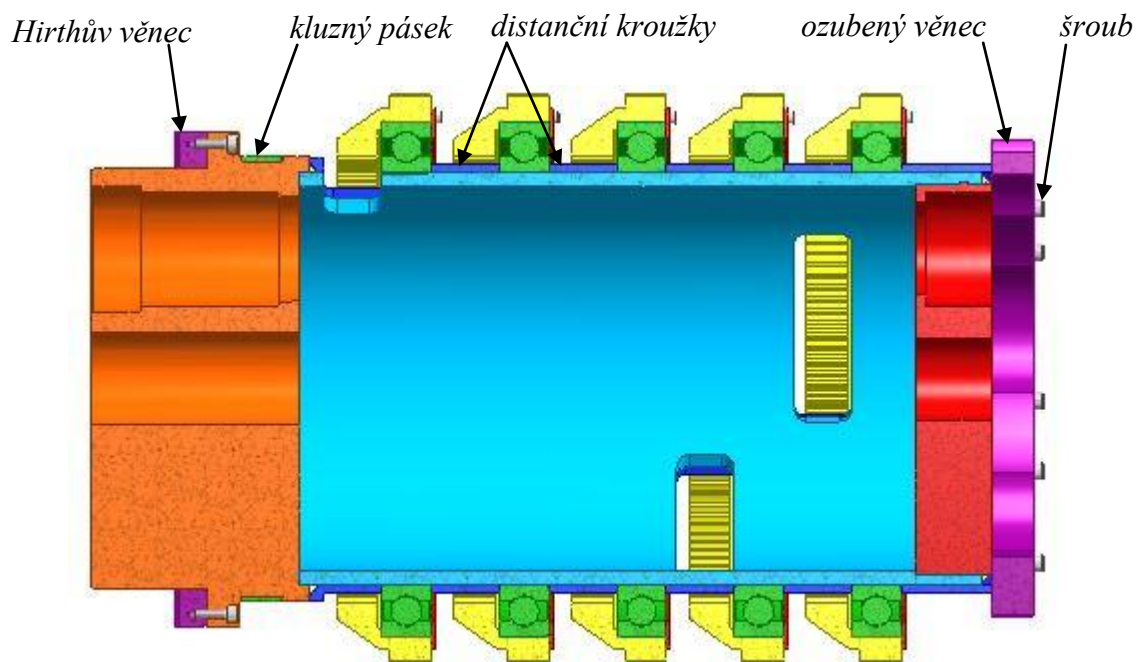
4.1 Vřetenový buben

Vřetenový buben slouží k uložení vřeten a jejich přesnému polohování do pracovních pozic. Vysoká přesnost a opakovatelnost polohování je zajištěna trojicí věnců s Hirthovým ozubením. Tělo vřetenového bubnu je realizováno jako svařenec.



Obr. 53 Svařenec vřetenového bubnu po vyvrtání průchozích děr

Vřetenová ložiska se objednávají jako sady, čímž se minimalizuje velikost tolerančního pole vnějších průměrů ložisek. Průměr ložisek se proměří a na základě měření jsou vyvrtány průchozí díry pro jejich uložení. Vnější kroužky předních ložisek jsou uloženy s přesahem, vnější kroužky zadních ložisek s nepatrnou vůlí. Montážní otvory na válcové části bubnu jsou frézovány před svařením.



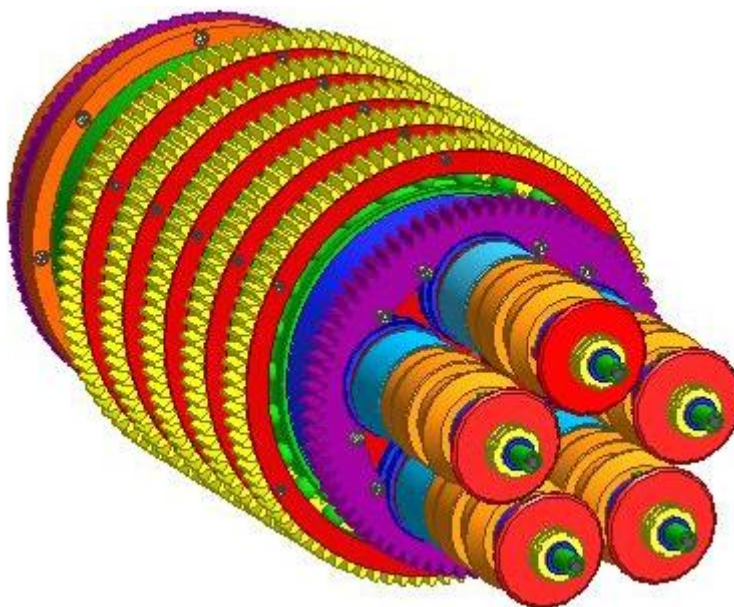
Obr. 54 Vřetenový buben

Ozubená dvoj kola jsou na bubnu vymezena distančními kroužky, viz Obr. 54 a Obr. 55. Distanční kroužky mají vyfrézovanou drážku, která se při montáži ustaví proti montážním otvorům bubnu. Těmito otvory je umožněn styk vřetenových ozubených kol s vnitřním ozubením dvoj kola. Dvoj kola s distančními kroužky jsou zajištěny ozubeným věncem, sloužícím pro přetáčení bubnu, přišroubovaným k zadnímu čelu bubnu. Přesahem posledního kroužku vůči rovině zadního čela je vyvozeno předpětí.



Obr. 55 Distanční kroužky bubnu

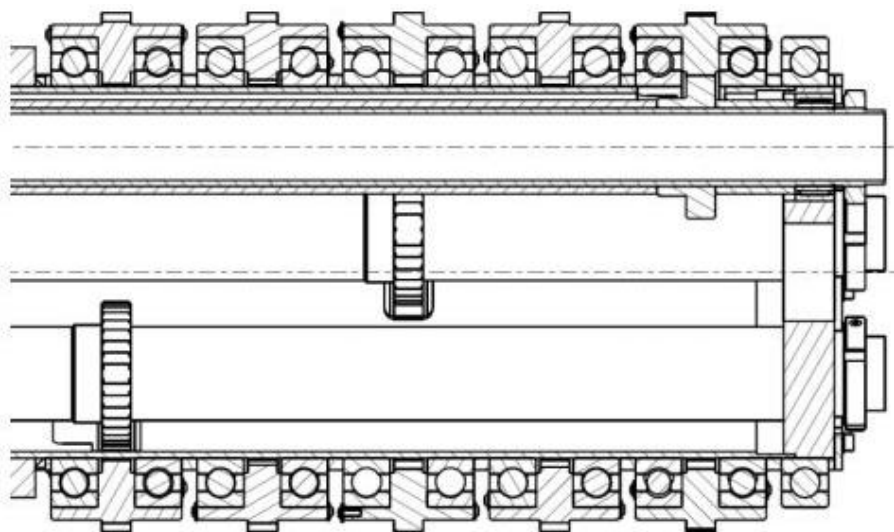
Vřetenový buben je uložen na dvou kluzných páscích, vyrobené z kompozitního materiálu označovaného Kefloy, od firmy Trelleborg. Přední pásek je uložen ve drážce přední části bubnu, viz Obr. 54. Zadní pásek je součástí rámu stroje a buben podepírá v místě zadního distančního kroužku.



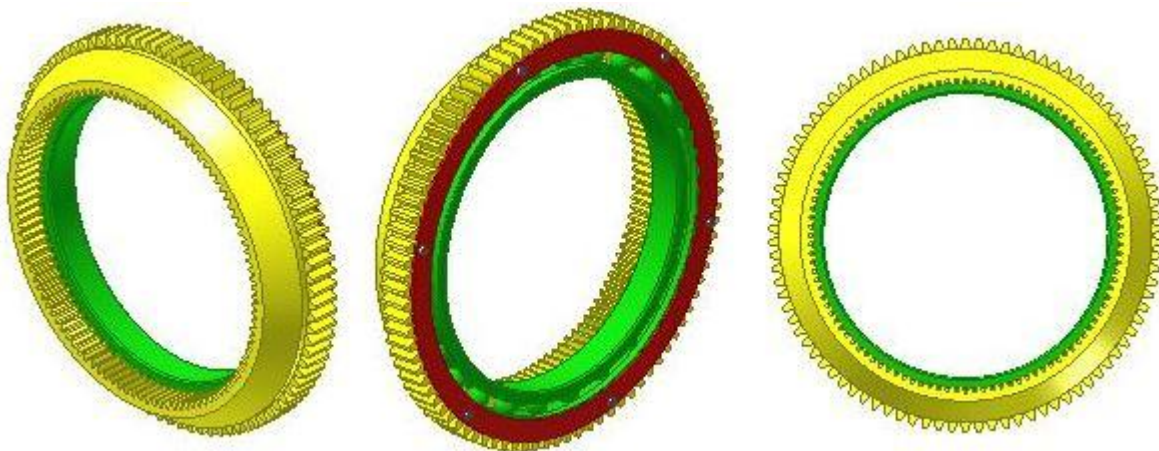
Obr. 56 Pohled na buben zezadu

4.1.1 Ozubené dvojkolo

Ozubené dvojkolo je klíčovým prvkem nové koncepce pohonu. V práci Ing. Pavelky [20] jsou součástí ozubeného dvojkola dvoje ložiska, viz Obr. 57. Tato konstrukce dvojkola do značné míry usnadňuje výrobu distančních kroužků, které již nemusí obsahovat na výrobu složité otvory pro vřetenová ozubená kola, viz Obr. 55. Naproti tomu má dvojkolo větší moment setrvačnosti a také je širší, což má vliv na délku vřeten. Vyšší náklady také mohou být brány v potaz.



Obr. 57 Vřetenový buben [20]

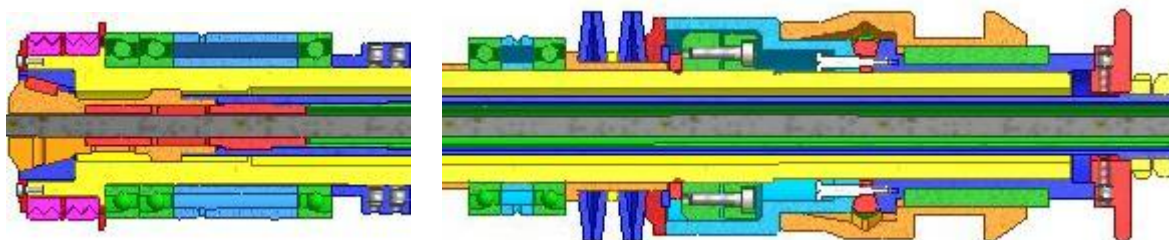


Obr. 58 Ozubené dvojkoło

Vzhledem k výše zmiňovaným důvodům jsem zvolil koncepci ozubeného dvojkoła, zobrazeného na Obr. 58. Dvojkoło se skládá z tělesa, ve kterém je vyfrézováno vnější a vnitřní ozubení, kuličkového ložiska 61840 od firmy SKF a lišty, kterou je ložisko zajištěno.

4.2 Vřeteno

Vřeteno vícevřetenového soustružnického automatu slouží k upnutí obráběné tyče a zajištění jejího přesného rotačního pohybu. Vřeteno je v řezu zobrazeno na Obr. 59. Následující kapitoly podrobně popisují jednotlivé konstrukční uzly a jejich funkci.

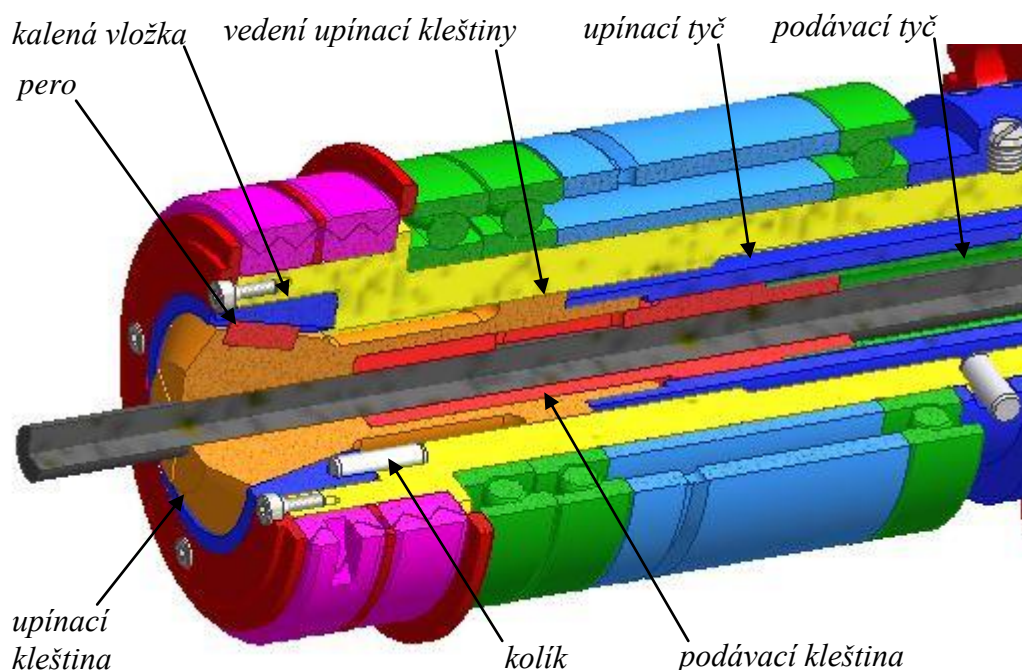


Obr. 59 Přední a zadní část vřetena

4.2.1 Upínání a podávání materiálu

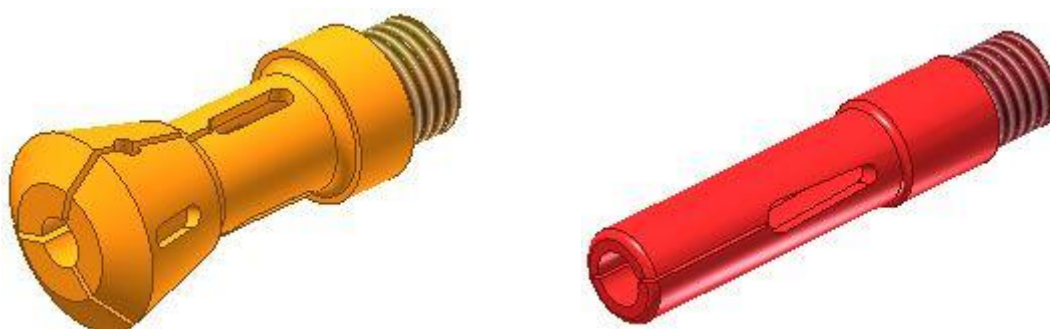
Nejprve byla provedena rešerše upínacích a podávacích kleštín pro průměr tyče 7 mm. Jelikož na trhu taková kleština není, byly navrženy nové. Samozřejmě by bylo možné použít nejmenší dostupnou kleštinu upravenou pro průměr 7 mm. Taková kleština by však neúměrně zvětšila průměr vřetena.

Upínání tyčového materiálu je realizováno upínací kleštinou, která je tažena upínací tyčí do dutiny kalené vřetenové vložky, připevněné v dutině vřetena dvěma kolíky. Otáčení kleštiny, zejména v neupnutém stavu, je zamezeno pomocí pera, uloženého v tělese kleštiny. V kalené vložce je pro toto pero vyrobena drážka. Kontrola únosnosti závitů upínací kleštiny a tyče na otlacení a napětí v tahu je součástí výpočtové zprávy. Upínací kleština a tyč jsou zobrazeny na Obr. 60.



Obr. 60 Zobrazení upínání a podávání materiálu

Podávací kleština s podávací tyčí se pohybuje v dutině upínací kleštiny a tyče. Po upíchnutí obrobku je podávací kleština tažena směrem vzad o přednastavenou dráhu. Při tomto pohybu se smýká podávací kleština po tyči. Poté dojde k uvolnění upínací kleštiny. Podávací kleština se posune zpět na původní místo, přičemž obráběná tyč je danou kleštinou posunována. Tento posuv je vyvozen tečnou silou, danou přesahem obráběné tyče v podávací kleštině. Po vysunutí tyče je materiál znovu upnut upínací kleštinou.



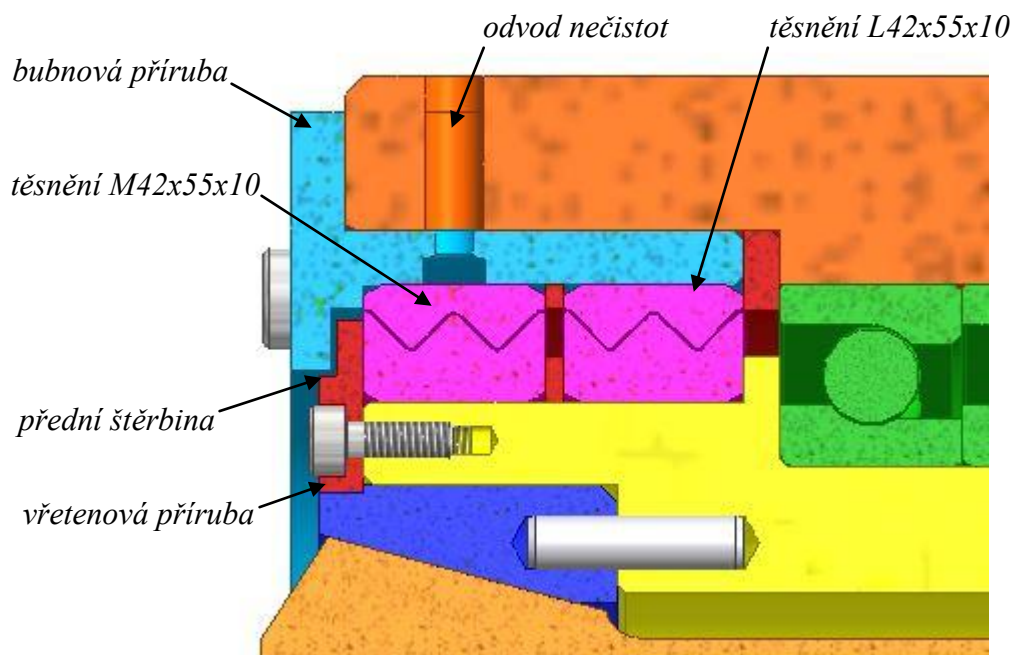
Obr. 61 Vlevo upínací kleština, vpravo podávací kleština

4.2.2 Ložiska

Dle zadání Tajmacu byla zvolena kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Přední ložiska jsou typu 71907 CE/P4A a zadní 71907 CD/P4A. Jedná se o ložiska firmy SKF z řady Super Precision Bearings. Stykový úhel ložisek je 15°. Rozdíl mezi předními a zadními ložisky je pouze ve zvýšené únosnosti zadních ložisek. Byla zvolena třída předpětí A (lehké předpětí), z důvodu nejpriznivějších výsledků trvanlivosti ložisek. Výpočet životnosti se nachází v kapitole 3.9.6.

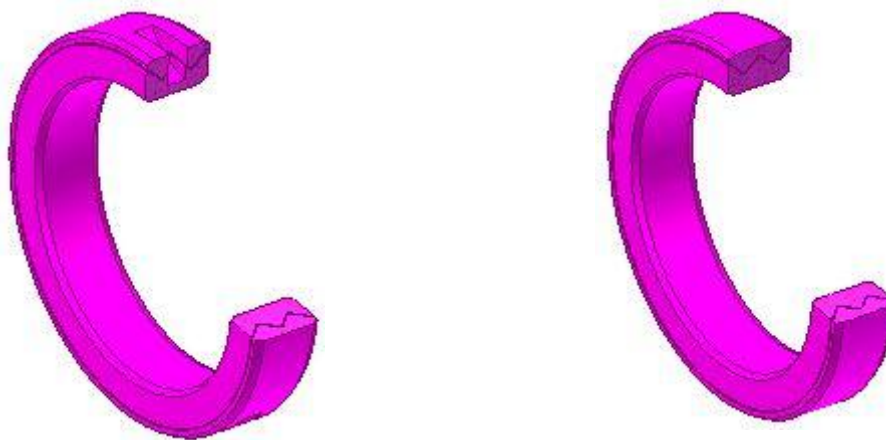
4.2.3 Těsnění a mazání ložisek

Těsnění předních ložisek je realizováno dvěma labyrintovými těsněními od firmy GMN. Každé těsnění sestává ze dvou kroužků, mezi kterými se nachází štěrbina. Přední těsnění je typu M42x55x10 a zadní L42x55x10. První zmiňované těsnění má na vnějším kroužku pět radiálních otvorů, kterými jsou vlivem odstředivé síly odváděny proniknuté nečistoty.



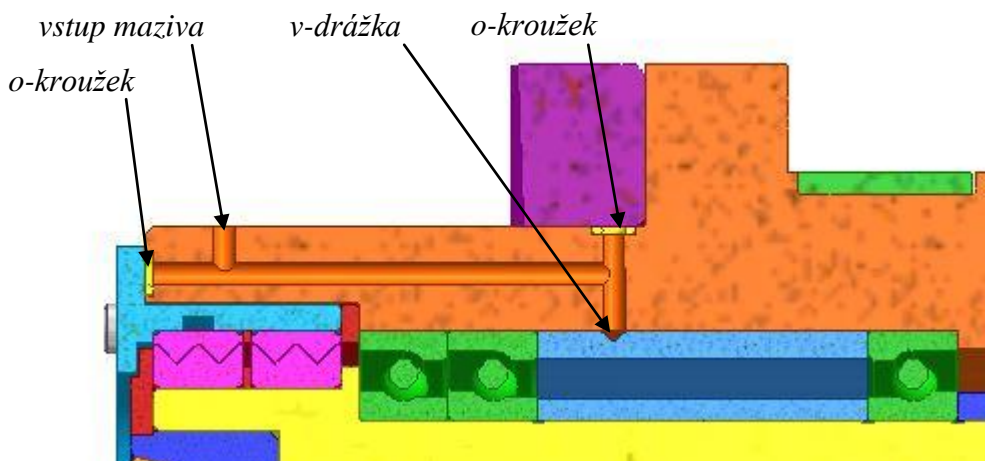
Obr. 62 Těsnění předních ložisek

Pro zvýšení efektivity těsnění je vřetenová i bubnová příruba (viz Obr. 62) upravena tak, aby mezi nimi po smontování vznikla štěrbina. Díky tomu nejsou zakoupená těsnění v přímém kontaktu s řeznou kapalinou a ostatními nečistotami, což by mělo zvýšit jejich spolehlivost.



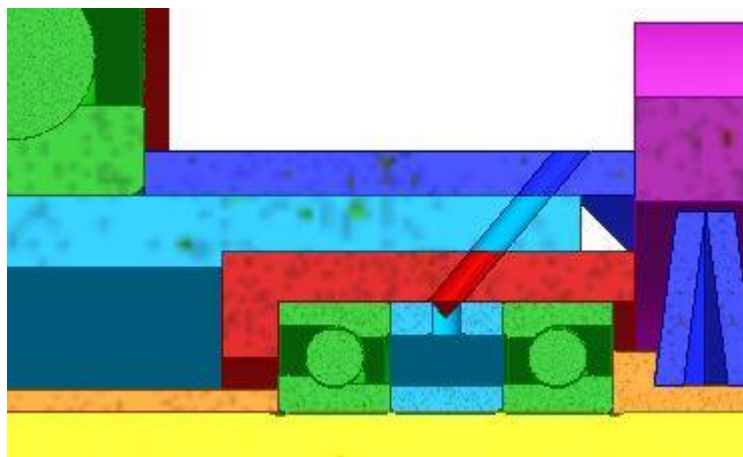
Obr. 63 Vlevo těsnění typu M, vpravo typu L

Vzhledem k vysokým otáčkám včetně jsou přední i zadní ložiska mazána olejem. Na Obr. 64 je zobrazeno dopravení maziva k předním ložiskům. V přední části je shora mazivo přivedeno do bubnu. Olej dále vstupuje do „V-drážky“ vnějšího distančního kroužku. V této drážce jsou čtyři radiální otvory, přivádějící olej do prostoru mezi distanční kroužky, odkud se dále dostane k ložiskům. Díry v přední části bubnu jsou axiálně utěsněny pomocí o-kroužků, příruby a věnce s Hirthovým ozubením.



Obr. 64 Přívod maziva k předním ložiskům

Obr. 65 zobrazuje přívod maziva k zadním ložiskům. Olej je shora přiveden několika šikmo vyvrtanými dírami do drážky distančního kroužku, který opět obsahuje čtyři radiální otvory přivádějící olej k ložiskům.

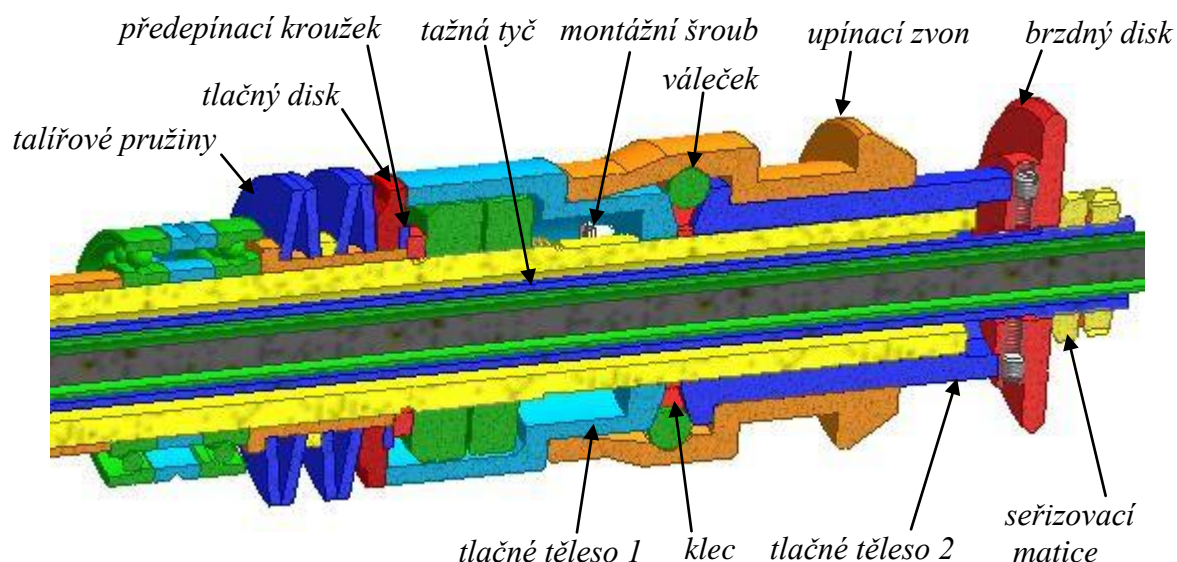


Obr. 65 Přívod maziva k zadním ložiskům

Mazání včetně ozubeného kola a vnitřního ozubení dvoj kola není v modelu zpracováno. Zmíním se pouze o jeho možnostech. Vzhledem k omezeným možnostem přívodu maziva z vnější strany bubnu, bych navrhol přívod zevnitř. Rozvod oleje by mohl být uvnitř trubky, která by byla pevně spojena s rámem a byla by souosá s bubnem. Trubka by mohla být podepřena ložiskem v tělese přední i zadní části bubnu.

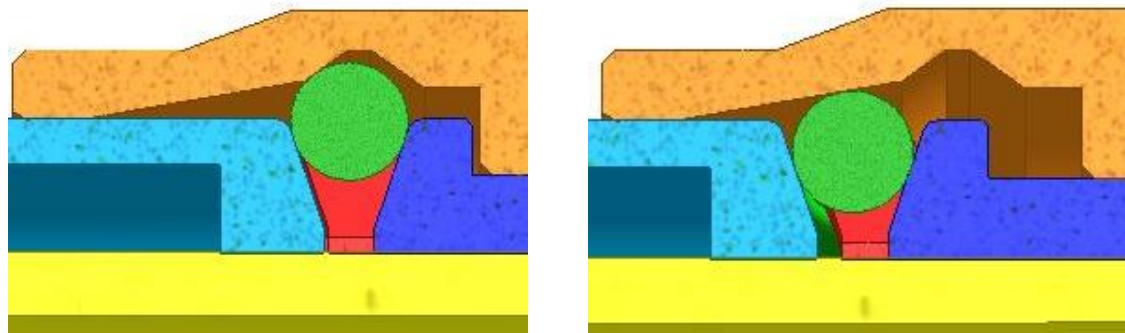
4.3 Upínací mechanismus vřetena

Upínací mechanismus vřetena vícevřetenového soustružnického automatu zajišťuje upnutí tyče vtažením upínací kleštiny do kuželové díry kalené vřetenové vložky. Kleština je tažena tyčí zakončenou závitem s jemným stoupáním, na kterém je seřizovací matice s kontramaticí. Seřizovací maticí se nastavuje vůle mezi obráběnou tyčí a kleštinou v neupnutém stavu.



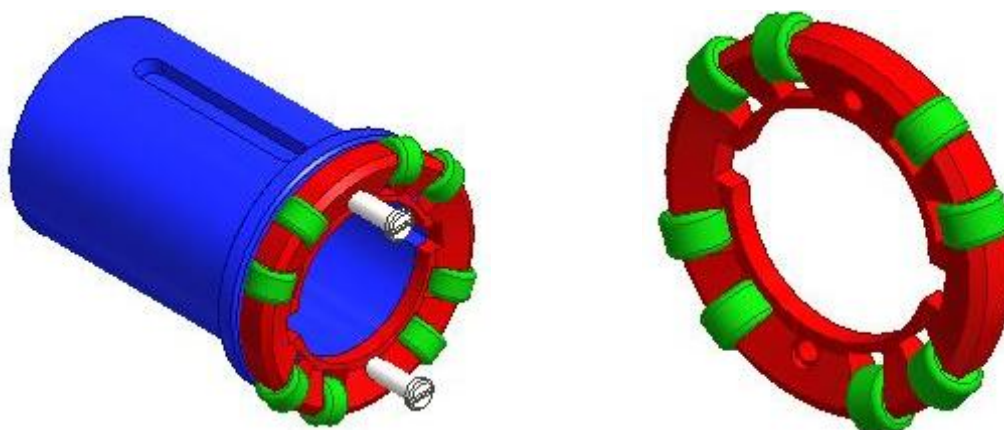
Obr. 66 Popis upínacího mechanismu

Do vybrání upínacího zvonu zasahuje upínací prst, který táhne zvon směrem vzad. Pohybem zvonu směrem vzad dochází ke vtlačování osmi válečků mezi dvě tlačná tělesa. V první fázi dochází ke vtlačování na strmější ploše zvonu o sklonu 35° . V této fázi se pohybuje zadní tlačné těleso, které přes brzdový disk, seřizovací matici a tažnou tyč zajišťuje dosednutí kleštiny na obráběnou tyč. Jakmile je vymezena vůle mezi kleštinou a tyčí, tlačné těleso 2 se již nepohybuje. Vhodnou geometrií zvonu a nastavením seřizovací matice je dosaženo, aby v tento okamžik došlo k tomu, že již upínací válečky nebudou vtlačovány strmější ploškou zvonu, ale plochou se sklonem 10° .



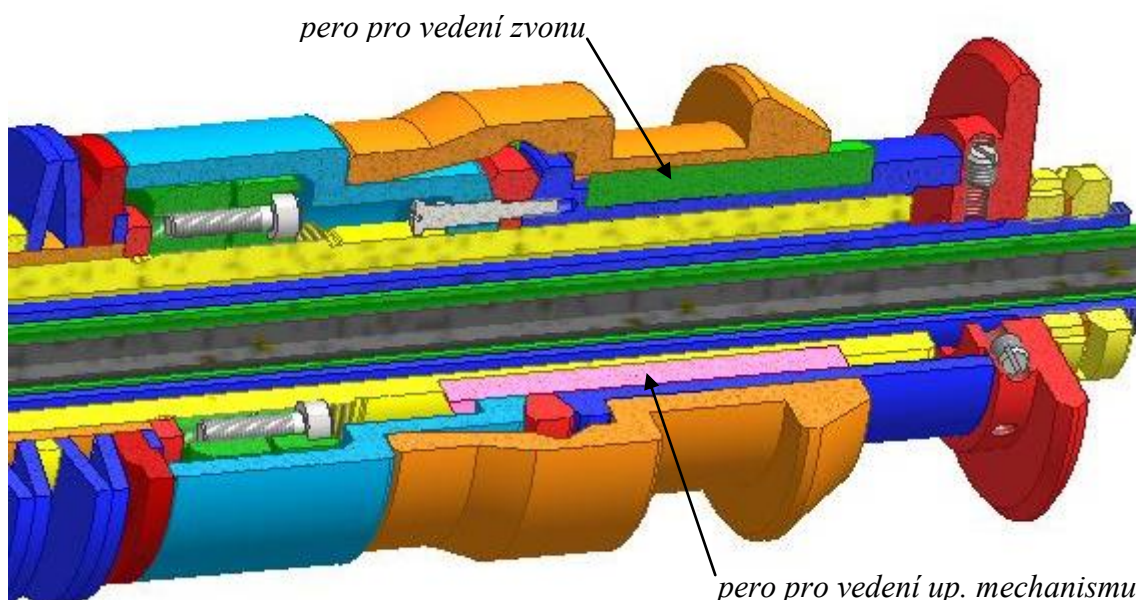
Obr. 67 První a druhá fáze upínání

V druhé fázi upínání dochází ke stlačování talířových pružin. Upínací zvon je stále přesunován vzad, válečky jsou vtačovány mezi tlačná tělesa, přičemž tlačné těleso 1 prostřednictvím tlačného disku stlačuje talířové pružiny, které jsou předepnuty na požadovanou hodnotu šířkou předepínacího kroužku. Upínací válečky se pohybují v kleci, která je dvěma montážními šrouby přišroubována k tlačnému tělesu 2, viz Obr. 68. Montážní šrouby udržují mechanismus pohromadě, protože umožňují pouze omezený vzájemný pohyb tlačných těles.



Obr. 68 Klec s válečkama

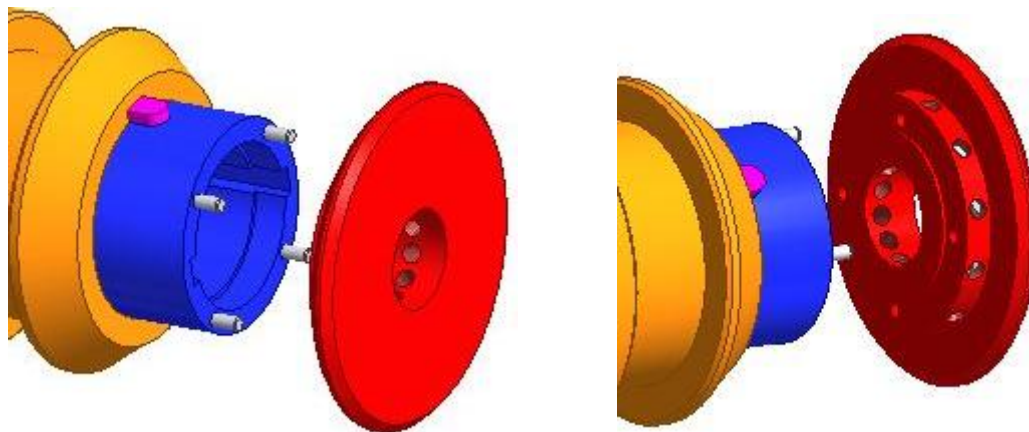
Upínací mechanismus je veden dvěma pery (na Obr. 69 zobrazeno růžově), které jsou uloženy v drážkách vřetene. Drážky pro tato pera jsou v obou tlačných tělesech a kleci. Upínací zvon je veden také dvěma pery (na Obr. 69 zobrazeno zeleně), které jsou umístěny v drážkách tlačného tělesa 2.



Obr. 69 Řez upínacím mechanismem

Brzdný disk je připevněn k tlačnému tělesu 2 pomocí čtyř kolíků, viz Obr. 70. Axiální zajištění brzdného disku není potřeba, protože je zezadu zajištěn seřizovací maticí.

Těleso brzdného disku navíc obsahuje radiální závitové otvory, ve kterých jsou našroubovány stavěcí šrouby, sloužící pro vyvážení vřetena. Poloha stavěcích šroubů je zajištěna průmyslovým lepidlem Loctite.

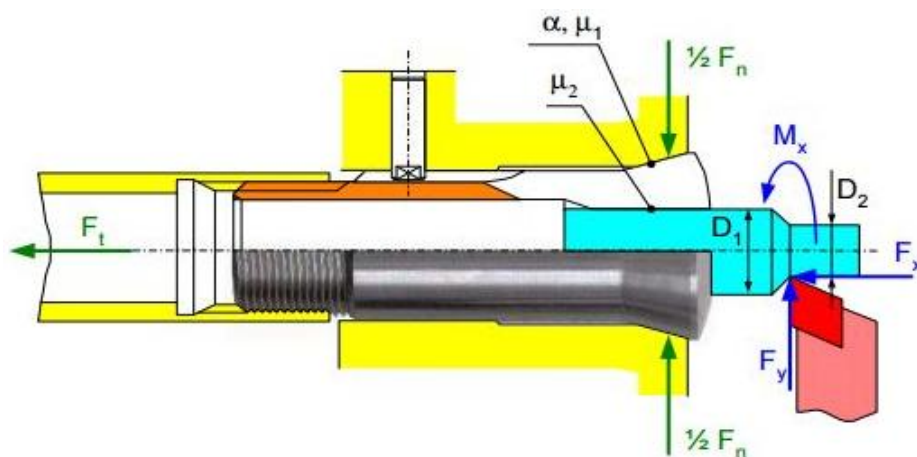


Obr. 70 Připevnění brzdného disku

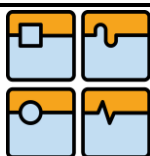
4.4 Výpočet upínacího mechanismu

Následující kapitoly popisují výpočet síly vtahující upínací kleštinu, návrh a výpočet talířových pružin a návrh geometrie mechanismu.

4.4.1 Výpočet vtahovací síly kleštiny



Obr. 71 Model pro výpočet vtahovací síly kleštiny [19]



Tab. 14 Vstupní parametry pro výpočet tažné síly

hlavní složka řezné síly	$F_z = 616.5 \text{ N}$
radiální složka řezné síly	$F_y = 246.6 \text{ N}$
axiální složka řezné síly	$F_x = 154.1 \text{ N}$
průměr tyče	$D_1 = 7 \text{ mm}$
obráběný průměr	$D_2 = 5 \text{ mm}$
bezpečnostní faktor	$k = 1.5$
koef. tření (vložka - kleština)	$\mu_1 = 0.1$
koef. tření (kleština - tyč)	$\mu_1 = 0.25$
úhel kuželové dutiny	$\alpha = 15^\circ$

krouticí moment od řezné síly: $M_{x1} = \frac{F_z D_1}{2} = 2.2 \text{ Nm}$ (123)

moment pro řezání závitovým očkem: $M_{x2} = 5 \text{ Nm}$ (124)

normálová síla: $F_n = \frac{k}{\mu_2} \sqrt{\left(\frac{2M_{x2}}{D_1}\right)^2 + F_x^2} = 8618.5 \text{ N}$ (125)

vtahovací síla: $F_t = F_n [\tan(\alpha) + \mu_1] = 3171.2 \text{ N}$ (126)

4.4.2 Návrh talířových pružin

Tab. 15 Parametry talířových pružin Belleville 71x40x2,6x4,1

počet sériově uspořádaných sad	$i = 4$
počet paralelně uložených disků v sadě	$n = 1$
výška talíře	$h = 4.6 \text{ mm}$
tloušťka materiálu	$t = 2.6 \text{ mm}$
vnější průměr pružiny	$D = 71 \text{ mm}$
vnitřní průměr pružiny	$d = 40 \text{ mm}$
modul pružnosti	$E_p = 206.7 \text{ GPa}$
Poissonova konstanta	$\mu = 0.27$

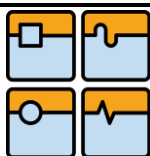
vnitřní výška talíře: $h_0 = h - t = 2 \text{ mm}$ (127)

poměr průměrů: $\delta_0 = \frac{D}{d} = 1.775$ (128)

tvarový součinitel: $K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta_0 - 1}{\delta_0}\right)^2}{\frac{\delta_0 + 1}{\delta_0 - 1} - \ln(\delta_0)} = 0.638$ (129)

tuhost jedné pružiny: $k_1(x) = \frac{4E_p}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3}{K_1 D^2} \left[\left(\frac{h_0}{t}\right)^2 - 3 \frac{h_0 x}{t^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{x}{t}\right)^2 + 1 \right]$ (130)

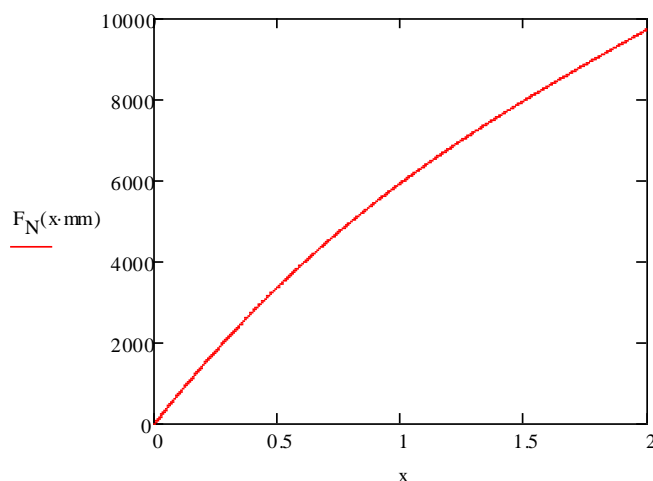
síla jedné pružiny: $F_1(x) = \frac{4E_p}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3 x}{K_1 D^2} \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{x}{t}\right) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{x}{2t}\right) + 1 \right]$ (131)



tuhost sady pružin: $k_N(x) = \frac{nk_1(x)}{i}$ (132)

síla sady pružin: $F_N(x) = nF_1(x)$ (133)

deformace sady pružin: $s_N(x) = i \cdot x$ (134)

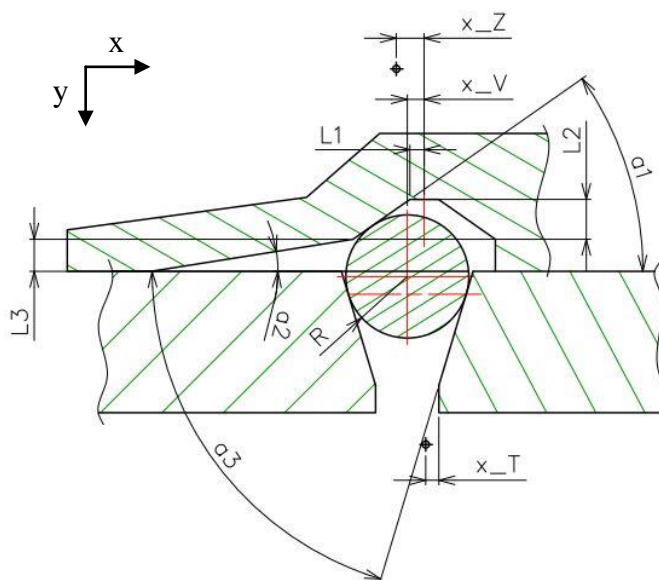


Obr. 72 Síla svazku pružin při stlačení jedné pružiny

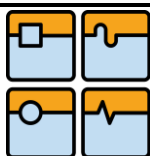
Z Obr. 72 je zřejmé, že pro vyvinutí síly 3171 N je zapotřebí stlačení jedné talířové pružiny přibližně o 0,5 mm, tedy stlačení nepředepnutého svazku 4 pružin o 2 mm. Při tomto stlačení je vyvinuta síla 3383 N.

4.4.3 Návrh geometrie upínacího mechanismu

Parametry uvedené na Obr. 73 byly voleny zkusmo. Podle vypočítaných pohybů kleštiny a tlačných těles byly tyto parametry upravovány. Výsledek x_Z vyjadřuje posunutí zvonu, x_V posunutí válečku vůči zvonu a x_T posunutí tlačného tělesa.



Obr. 73 Geometrie upínacího mechanismu



Tab. 16 Návrhové parametry upínacího mechanismu

sklon strmější plochy zvonu	$a_1 = 35^\circ$
sklon upínací plochy zvonu	$a_2 = 10^\circ$
úhel klínové drážky upínacích těles	$a_3 = 71^\circ$
úhel kleštinové dutiny	$a_4 = 15^\circ$
poloměr upínacích válečků	$R_v = 4.5 \text{ mm}$
rozměr viz Obr. 73	$L_1 = 0.9 \text{ mm}$
výška strmější plochy	$L_2 = 2.3 \text{ mm}$
výška upínací plochy	$L_3 = 2.95 \text{ mm}$

$$\text{dotek válečku od dna:} \quad y_{v0} = \tan(a_1) \cdot [R_v \sin(a_1) - L_1] = 1.177 \text{ mm} \quad (135)$$

$$\text{y-zdvih válečku na ploše a1:} \quad y_{vmax1} = L_2 - y_{v0} = 1.123 \text{ mm} \quad (136)$$

$$\text{x-zdvih válečku na ploše a1:} \quad x_{vmax1} = \frac{y_{vmax1}}{\tan(a_1)} = 1.604 \text{ mm} \quad (137)$$

$$\text{zdvih tlačného tělesa 2:} \quad x_{tmax1} = \frac{2y_{vmax1}}{\tan(a_3)} = 0.773 \text{ mm} \quad (138)$$

$$\text{zdvih zvonu (1. fáze):} \quad x_{zmax1} = x_{vmax1} + \frac{y_{vmax1}}{\tan(a_3)} = 1.990 \text{ mm} \quad (139)$$

$$\text{sevření kleštiny:} \quad y_{kmax} = 2x_{tmax1} \tan(a_4) = 0.414 \text{ mm} \quad (140)$$

$$\text{y-zdvih válečku na ploše a2:} \quad y_{vmax2} = L_3 = 2.95 \text{ mm} \quad (141)$$

$$\text{x-zdvih válečku na ploše a2:} \quad x_{vmax2} = \frac{y_{vmax2}}{\tan(a_2)} = 16.73 \text{ mm} \quad (142)$$

$$\text{zdvih tlačného tělesa 1:} \quad x_{tmax2} = \frac{2y_{vmax2}}{\tan(a_3)} = 2.032 \text{ mm} \quad (143)$$

$$\text{zdvih zvonu (2. fáze):} \quad x_{zmax2} = x_{vmax2} - \frac{y_{vmax2}}{\tan(a_3)} = 15.715 \text{ mm} \quad (144)$$

Z výsledků lze vyčíst, že při posunutí upínacího zvonu z neupnuté polohy směrem vzad o 1,99 mm dojde k sevření kleštiny o 0,41 mm. Při dalším pohybu zvonu o 15,72 mm dojde ke stlačení svazku talířových pružin o 2,03 mm. Tím je vyvinuta upínací síla přibližně 3383 N. Upínací mechanismus násobí sílu, kterou je zvon tlačěn vzad přibližně 16 krát, samozřejmě za cenu delšího zdvihu upínacího zvonu. Je-li zvon tažen vzad silou 200 N, pak budou pružiny v koncové poloze stlačovány silou:

$$\text{síla stlačující pružiny:} \quad F_T = F_Z \frac{\tan(a_3)}{\tan(a_2)} = 3294.12 \text{ N} \quad (145)$$

4.4.4 Výpočet Hertzova tlaku

Značně zatěžovanými díly mechanismu jsou upínací válečky. Proto je proveden výpočet kontaktního napětí, dle Hertzovy teorie. Hertzova teorie kontaktního napětí neuvažuje smykové napětí, protože předpokládá pouze valení.


Tab. 17 Parametry pro výpočet Hertzova tlaku

Youngův modul pružnosti – válečků	$E_v = 210 \text{ MPa}$
Youngův modul pružnosti – upínacích těles	$E_t = 210 \text{ MPa}$
Poissonova konstanta – válečků	$\mu_v = 0.3$
Poissonova konstanta – upínacích těles	$\mu_t = 0.3$
průměr válečků	$d_v = 9 \text{ mm}$
průměr těles (roviny)	$d_t = \infty \text{ mm}$
délka kontaktu	$l_v = 4 \text{ mm}$
normálová síla na váleček	$F_v = 3484 \text{ N}$

poloviční šířka dotykové plošky:
$$b = \sqrt{\frac{2F_v}{\pi l_v} \cdot \frac{\frac{(1 - \mu_v^2)}{E_v} + \frac{(1 - \mu_t^2)}{E_t}}{\frac{1}{d_v} + \frac{1}{d_t}}} = 6.577 \text{ mm} \quad (146)$$

maximální Hertzův tlak:
$$p_{\max} = \frac{2F_v}{\pi b l_v} = 84.314 \text{ MPa} \quad (147)$$

Z výpočtů vyplývá, že maximální kontaktní tlak je přibližně 85 MPa. Pro srovnání, mez únavy v dotyku je pro tepelně nezpracovaný materiál 11 600 roven 420 MPa. Dá se tedy usoudit, že kontaktní napětí upínacích válečků je vyhovující.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 65
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5 ZÁVĚR

V úvodu práce byl proveden stručný popis vícevřetenových automatů, včetně rešerše významných světových výrobců těchto strojů, jako jsou Tajmac-ZPS, Schutte, Tornos a Index. U každého výrobce byly krátce popsány jednotlivé řady strojů.

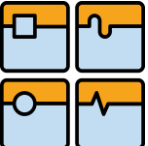
Ve výpočtové části práce je popsán algoritmus, kterým byly navrženy počty zubů. Algoritmus ošetřuje řadu věcí, např. zda je celkový převodový poměr roven 1, správný záběr vnitřního ozubení dvojkola s vřetenovým kolem a také zda nedochází ke kolizi mezi ozubením dvojkola a distančních kroužků bubnu nebo kolizi vřetenového kola s vedlejšími vřeteny. Vyhovující kombinace počtů zubů jsou ukládány do tabulky a seřazeny od největších hodnot po nejmenší. Vhodným výběrem bylo dosaženo optimálních konstrukčních parametrů.

Byly stanoveny řezné podmínky odpovídající obrábění chrom-niklové korozivzdorné oceli 17 247. Byl proveden pevnostní výpočet vřeten a předlohového hřídele vůči meznímu stavu pružnosti, výpočet trvanlivosti vřetenových ložisek i ložisek předlohového hřídele. Navržené kleštiny jsou kontrolovány na tah a otlacení v závit. Tažná tyč ovládající upínací kleštinu je kontrolována na tah a podávací kleština na tlak i vzpěr. Byla provedena kontrola všech per sestavy vřeten. Dále byl proveden výpočet Hertzova kontaktního napětí válečků upínacího mechanismu.

Dle zadaných parametrů byl zvolen pohon a11 3/12000 od firmy Fanuc. V práci je uveden výpočet redukce momentu setrvačnosti soustavy vřeten na hřídel motoru. Ten je srovnán s momentem setrvačnosti motoru. Dynamika pohonu je demonstrována výpočtem doby rozběhu vřeten na maximální otáčky. Výpočet je ověřen i simulačně. Simulace válcového a čelního soustružení byla provedena za účelem zjištění, jak by vypadal časový průběh elementární operace obrábění.

Upínací a podávací kleština byla navržena, protože na trhu nejsou pro tak malé vřeten vícevřetenového automatu vhodné kleštiny k dispozici. Samozřejmě by se dala použít větší kleština s vnitřním průměrem uzpůsobeným pro tyč 7 mm, taková kleština by však zbytečně zvětšovala průměr vřeten. Ložiska byla zvolena kuličková s kosoúhlým stykem dle doporučení Tajmacu. Ložiska jsou mazána olejem, který je k ložiskům dopraven kanálky vřetenového bubnu. Těsnění vřeten je realizováno dvojicí zakoupených labyrintových těsnění.

V průběhu návrhu jsem pracoval se dvěma verzemi vřeten, s vnějším průměrem 30 a 35 mm. I když vřeten s průměrem 30 mm s rezervou vyhovuje pevnostním výpočtům, zvolil jsem průměr 35 mm. U tenčího vřeten dochází k výraznému lokálnímu zúžení stěny v místě per, což by mohlo mít nepříznivý vliv při tepelném zpracování vřeten. Dalším důvodem je, že u vřeten se silnější stěnou jsem předpokládal menší dynamickou poddajnost, tedy lepší odolnost vůči vibracím. Tento předpoklad byl dále potvrzen vibrační analýzou.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 66
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Upínací mechanismus je zkonstruován dle upínacích mechanismů používaných v Tajmacu. Talířové pružiny jsou navrženy tak, aby byly schopny vyvinout potřebnou tažnou sílu, kterou je upínací kleština tvahována do kuželové dutiny. Mechanismus umožňuje nastavení předpětí pružin a tím dosažení různé upínací síly. Geometrie dutiny upínacího zvonu udává zdvih kleštiny vůči obráběné tyči a velikost stlačení talířových pružin.

V práci byla provedena vibrační analýza, ve které je zkoumán vliv působících sil a přípustné zbytkové nevývahy na výchylky vřetena ve zvolených místech. Tím byly získány informace, při kterých provozních frekvencích hrozí vybuzení vřetena a dosažení nežádoucích vysokých amplitud kmitání. Tyto informace je i vzhledem ke značnému zjednodušení simulačního modelu dále potřeba srovnat s reálným měřením. Vibrační analýzou je zdůvodněna volba konstrukční varianty s vřetenem o vnějším průměru 35 mm. Tenčí vřeteno dosahuje přibližně dvakrát větších výchylek při stejném silovém působení než vřeteno s průměrem 35 mm.

Součástí diplomové práce je výrobní výkres vřetena, výkres sestavy vřetena, upínacího mechanismu a uložení vřetena ve vřetenovém bubnu. Na přiloženém CD se nacházejí jednotlivé výpočty v Mathcadu, návrhový algoritmus zpracovaný v Matlabu a jednotlivé simulační modely. Výpočtová zpráva je rovněž součástí příloh této práce.

6 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, s.r.o, 2014. 684 s. MM speciál. ISBN 9788026067801.
- [2] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010. ISBN 978-80- 214-2629-0.
- [3] TAJMAC-ZPS, a.s. [online]. ©2012 [cit. 2016-01-09]. Dostupné z: <http://www.tajmac-zps.cz/>
- [4] TAJMAC-ZPS. *MORI-SAY TMZ642CNC: Six-Spindle Automatic Lathe* [online]. 2014, 826 s. [cit. 2016-01-10].
- [5] *MORI-SAY: Konvenční* [online]. In: . 2014 [cit. 2016-01-09]. Dostupné z: http://www.tajmac-zps.cz/sites/tajmac-zps-2.os.zps/files/ms_konveneni_cz.pdf
- [6] *MORI-SAY: TMZ642CNC* [online]. In: . 2014 [cit. 2016-01-09]. Dostupné z: http://www.tajmac-zps.cz/sites/tajmac-zps-2.os.zps/files/ms_tmz642cnc_cz.pdf
- [7] Schütte | Mehrspindel-Drehautomaten | 5-Achsen CNC-Schleifmaschinen [online]. [cit. 2016-01-03]. Dostupné z: <http://www.schuette.de/AHS/V2/index.php?id=29&L=1>
- [8] SERIES G – CAM AUTOMATICS WITH CNC OPTIONS. In: *Fast and compact up to 20 mm* [online]. [cit. 2016-01-03]. Dostupné z: http://www.schuette.de/AHS/V2/fileadmin/user_upload/produkte/automa ten/baureihe_g/A_941_g_eng.pdf
- [9] Multi-Spindle Automatics. In: *Series F* [online]. [cit. 2016-01-03]. Dostupné z: http://www.schuette.de/AHS/V2/fileadmin/user_upload/produkte/automa ten/baureihe_f/A_937a_eng_nur_SF26SDNT_eBook.pdf
- [10] CNC Multi-Spindle Automatics. In: *Series PC* [online]. [cit. 2016-01-03]. Dostupné z: http://www.schuette.de/AHS/V2/fileadmin/user_upload/produkte/automa ten/baureihe_pc/A_948_pc_eng.pdf
- [11] CNC Multi-Spindle Automatic Lathes – The Generation SCX. In: *New Definition of Freedom* [online]. [cit. 2016-01-03]. Dostupné z: http://www.schuette.de/AHS/V2/fileadmin/user_upload/produkte/automa ten/baureihe_scx/SCX_A_949c_eng.pdf
- [12] *Tornos: Multispindle* [online]. [cit. 2016-01-06]. Dostupné z: <https://www.tornos.com/en/content/multispindle>
- [13] *SAS 16.6: Cam operated multispindle with programmable control* [online]. In: . 2007 [cit. 2016-01-06]. Dostupné z: https://www.tornos.com/sites/tornos.com/files/data/Brochure/SAS/sas_16-6_eng.pdf

- [14] *MULTIALPHA 8x28: Multispindle automatic lathe with parallel numerical control* [online]. In: . 2015 [cit. 2016-01-06]. Dostupné z: https://www.tornos.com/sites/tornos.com/files/data/Brochure/MultiAlpha_8x28/multialpha_eng.pdf
- [15] *MULTISWISS 6x14: Multispindle automatic lathe with parallel numerical control* [online]. In: . 2014 [cit. 2016-01-06]. Dostupné z: https://www.tornos.com/sites/tornos.com/files/data/Brochure/MultiSwiss/tornos_multiswiss_eng_bd.pdf
- [16] *INDEX Machine Tools* [online]. 2016 [cit. 2016-01-09]. Dostupné z: <http://www.index-traub.com/en/index/>
- [17] *MultiLine MS16C Plus: CNC Multi Spindle Turning Machines* [online]. In: . 2015 [cit. 2016-01-09]. Dostupné z: http://www.index-traub.com/fileadmin/user_upload/INDEX/MS16_Plus/INDEX_MS16_Plus_EN.pdf
- [18] FANUC. *FANUC AC SPINDLE MOTOR ai series* [online]. 406 s. [cit. 2016-01-17]. Dostupné z: http://krcmachinetoolservices.com/downloads/2013/01/B-65272EN_06.pdf
- [19] *Schaublin*. 2014, 247 s. [cit. 2016-05-14]. Dostupné také z: <http://www.schaublin.ch/app/webroot/pdf/cat/5.pdf>
- [20] PAVELKA, R. *Pohon vřeten pětivřetenového soustružnického automatu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 88 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
- [21] GARANT. *Příručka obrábění*. 2013. ISBN 3-00-016882-6. Dostupné také z: <https://www.hoffmann-group.com/CZ/cs/hot/service/downloads/zerspanungshandbuch>

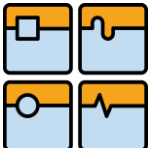
7 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Popis stroje TMZ642CNC [TAJMAC-ZPS]	7
Obr. 2 Lože s vřetenovou skříní (vlevo), skříň pohonů (vpravo) [TAJMAC-ZPS]	7
Obr. 3 Podélný a křížový suport [TAJMAC-ZPS]	8
Obr. 4 Pick-up vřeteno [TAJMAC-ZPS]	8
Obr. 5 Příklady výrobků [INDEX]	9
Obr. 6 Příklady výrobků [TORNOS]	9
Obr. 7 Princip pohonu pracovních vřeten [Tajmac-ZPS]	10
Obr. 8 TMZ642CNC [TAJMAC-ZPS]	10
Obr. 9 Vřetenový buben [Tajmac-ZPS]	11
Obr. 10 Pracovní prostor stroje [Tajmac-ZPS]	11
Obr. 11 Vřetenový buben strojů řady G [8]	12
Obr. 12 Vřetenový buben strojů řady F [9]	12
Obr. 13 Pracovní prostor vícevřetenových automatů řady SCX [11]	13
Obr. 14 Vřetenový buben strojů řady SCX [11]	14
Obr. 15 Uspořádání pracovního prostoru automatu MultiAlpha [14]	15
Obr. 16 Pohled do pracovního prostoru stroje MultiSwiss [15]	15
Obr. 17 Vícevřetenový soustružnický automat MS16 [16]	16
Obr. 18 Vřetenový buben stroje MS16C [17]	16
Obr. 19 Kinematické schéma pohonu vřetena	18
Obr. 20 Rozměrové schéma	19
Obr. 21 Algoritmus pro návrh počtu zubů	20
Obr. 22 Parametry motoru a1l 3/12000 [18]	22
Obr. 23 Průběh výkonu a momentu motoru [18]	22
Obr. 24 Zjednodušený MBS model soustavy	24
Obr. 25 Rozběh vřetena na maximální otáčky	25
Obr. 26 Rozběh vřetena na maximální otáčky v režimu přetěžování S3	25
Obr. 27 Porovnání rozběhů vřetene na maximální otáčky	26
Obr. 28 Průběhy momentu, otáček a výkonu při válcovém soustružení	26
Obr. 29 Poloha nože a řezný moment	27
Obr. 30 Průběhy momentu, otáček a výkonu při čelním soustružení	27
Obr. 31 Poloha nože a řezný moment	28
Obr. 32 Vřeteno	29
Obr. 33 Model vřetena – 2x staticky neurčitá úloha	30
Obr. 34 Model vřetena – uvolnění na úlohu staticky určitou	31
Obr. 35 Reakce v podpěrách vypočítané v MITCalc	34
Obr. 36 Ohybové momenty v rovinách XY a XZ	35
Obr. 37 Závislost řezné síly na radiální odchylku čela vřetena	39
Obr. 38 Importovaný konečněprvkový model vřetene v Adams	43
Obr. 39 Připojení ložisek k pružnému tělesu vřetena	43
Obr. 40 Model s označenými výstupními kanály	44
Obr. 41 Charakter budících sil [Adams]	44
Obr. 42 Simulační model silového buzení	45
Obr. 43 Odezva na silové buzení v podobě výchylek v ose y	45
Obr. 44 Odezva na silové buzení v podobě výchylek v ose z	46
Obr. 45 Odezva v ose y na silové buzení vřetena průměru 30 mm	46

Obr. 46 Odezva v ose Z na silové buzení vřetena průměru 30 mm	47
Obr. 47 Simulační model buzení nevývahou	47
Obr. 48 Odezva na buzení nevývahou v podobě výchylek v ose y	48
Obr. 49 Odezva na buzení nevývahou v podobě výchylek v ose z.....	49
Obr. 50 Pohled na celkovou sestavu	50
Obr. 51 Soustava v řezu	50
Obr. 52 Soustava pohonu jednoho vřetena	51
Obr. 53 Svařenec vřetenového bubnu po vyvrtání průchozích děr	51
Obr. 54 Vřetenový buben.....	52
Obr. 55 Distanční kroužky bubnu	52
Obr. 56 Pohled na buben zezadu.....	53
Obr. 57 Vřetenový buben [20]	53
Obr. 58 Ozubené dvojkolo	54
Obr. 59 Přední a zadní část vřetena.....	54
Obr. 60 Zobrazení upínání a podávání materiálu.....	55
Obr. 61 Vlevo upínací kleština, vpravo podávací kleština	55
Obr. 62 Těsnění předních ložisek	56
Obr. 63 Vlevo těsnění typu M, vpravo typu L	56
Obr. 64 Přívod maziva k předním ložiskům	57
Obr. 65 Přívod maziva k zadním ložiskům.....	57
Obr. 66 Popis upínacího mechanismu.....	58
Obr. 67 První a druhá fáze upínání	58
Obr. 68 Klec s válečkama	59
Obr. 69 Řez upínacím mechanismem	59
Obr. 70 Připevnění brzdného disku.....	60
Obr. 71 Model pro výpočet vtahovací síly kleštiny [19]	60
Obr. 72 Síla svazku pružin při stlačení jedné pružiny	62
Obr. 73 Geometrie upínacího mechanismu.....	62

8 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Vybrané parametry vícevřetenových automatů	17
Tab. 2 Část vyhovujících počtů zubů s označenou zvolenou variantou	21
Tab. 3 Vstupní parametry	23
Tab. 4 Časy rozběhu vřetene.....	26
Tab. 5 Parametry pro výpočet ozubení	28
Tab. 6 Vstupní parametry	30
Tab. 7 Parametry vřetena	31
Tab. 8 Výsledné reakce ve vazbách	34
Tab. 9 Parametry ložisek	37
Tab. 10 Parametry pro výpočet trvanlivosti ložisek	40
Tab. 11 Ekvivalentní reakce ve vazbách	41
Tab. 12 Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek	42
Tab. 13 Hodnoty pro výpočet nevývažku	48
Tab. 14 Vstupní parametry pro výpočet tažné síly	61
Tab. 15 Parametry talířových pružin Belleville 71x40x2,6x4,1	61
Tab. 16 Návrhové parametry upínacího mechanismu	63
Tab. 17 Parametry pro výpočet Hertzova tlaku	64

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 72
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

9 SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA 1 Výpočtová zpráva

PŘÍLOHA 2 Výkresová dokumentace (vreteno, sestava_vretena, sestava_upinace,
.....sestava_ulozeni_vretena)

PŘÍLOHA 3 CD (diplomova_prace.pdf, vypoctova_zprava.pdf, vypocty.xmcd,
.....vreteno.xmcd, upinaci_sila.xmcd, rozbeh_soustava.xmcd,
.....dimenzovani_pohonu.bin, vibracni_analyza.bin, sestava_bubnu.stp,
.....vreteno.pdf, sestava_vretena.pdf, sestava_ulozeni_vretena.pdf,
.....sestava_upinace.pdf)